НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(ННІ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

УДК 621.867

ПОГОДЖЕНО
Декан факультету (Директор ННІ)
_конструювання та дизайну__
(назва факультету (ННІ))
_____ Зіновій РУЖИЛО
(підпис) (ПІБ)
“___” _____ 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
__конструювання машин і обладнання_
(назва кафедри)
_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (ПІБ)
“___” _____2023 р.

МАГІСТЕРСЬКАКВАЛІФІКАЦІЙНАРОБОТА
на тему ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

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, професор_____ _____ Юрій РОМАСЕВИЧ
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи
__д.т.н, професор_____ _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

__к.т.н_____ _____ Анастасія ЛЯШКО
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ Владислав ЯЦЕНКО
(підпис) (ПІБ студента)

КИЇВ – 2023

НУБіП України

Додаток Д

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ 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)
"29" березня 2023 року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇКВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Яценко Владислав Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

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)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи _ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

затверджена наказом ректора НУБіП України від "28" березня 2023 р. № 464 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____2023.11.01
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи *Технологічна схема застосування стрічкового конвеєра, продуктивність, висота транспортування*

Перелік тем, які потрібно розробити:

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій стрічкових конвеєрів
2. Виконати розробку та розрахунок стрічкового конвеєра
3. Провести динамічний аналіз режиму руху стрічкового конвеєра
4. Оптимізувати режим пуску стрічкового конвеєра
5. Розглянути питання охорони праці при роботі з стрічковим конвеєром
6. Виконати розрахунок економічної ефективності

Дата видачі завдання "29 березня 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ Анастасія ЛЯШКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Владислав ЯЦЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

ВСТУП 6

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ 8

1.1. Загальні відомості про стрічковий конвеєр 8

1.2. Переваги використання срічкових конвеєрів 9

1.3. Популярні типи стрічкових конвеєрів та сфери їх використання 10

1.4. Типи конвеєрних стрічок 17

1.5. Морфологічнийаналізісинтезстічкового конвеєра 21

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА .. 25

2.1. Технологічний розрахунок конвеєра 25

2.2. Кінематичний розрахунок конвеєра 32

2.3. Розрахунок ланцюгової передачі 37

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ КОНВЕЄРА 52

3.1. Динамічна модель конвеєра 52

3.2. Математична модель конвеєра 57

3.3. Результати динамічного аналізу конвеєра 59

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КОНВЕЄРА 66

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску конвеєра 66

4.2. Оптимізація режиму пуску конвеєра 67

4.3. Результатиоптимізації режиму пуску конвеєра 69

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ 77

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ 83

ВИСНОВОК 92

НУБіП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 93
ДОДАТКИ 96
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається з реферату, вступу, шести розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків (презентація).

В магістерській роботі розглянуто основні конструкції стрічкових конвеєрів, принцип їхньої роботи та застосування. Встановлено їхні недоліки та переваги. Виконано морфологічний аналіз розробки конструкції стрічкового конвеєра та його приводу.

В магістерській роботі розроблено конструкцію стрічкового конвеєра а також його приводного механізму. Розраховано ланцюгову передачу, яка входить в привод стрічкового конвеєра та вибрано за вихідними даними мотор-редуктор, здійснено динамічний аналіз руху конвеєра та проведено оптимізацію режиму пуску приводного механізму.

Також розроблено заходи з охорони праці при роботі конвеєра та проведено економічні розрахунки.

Ключові слова: стрічковий конвеєр, привод, динамічний аналіз, режим пуску, оптимізація.

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

ВСТУП

Підйомно – транспортні машини широко використовуються в різних галузях виробництва, в тому числі і сільськогосподарського, для механізації механізації та аввтоматизації виробничих процесів з метою покращення умов праці та підвищення продуктивності.

Транспортуючі машини призначені для переміщення неперервним потоком масових однотипних вантажів, найчастіше по лінійній трасі, яка може мати вертикальні, горизонтальні і похилі ділянки руху. Навантажувально-розвантажувальними машинами розвантажують матеріали, напівфабрикати і матеріали з транспортних засобів, складів і завантаження їх в транспортні засобиі.

В матеріально – технічному виробництві перед підйомно – транспортним машинобудуванням поставлена задача забезпечення комплексної механізації і автоматизації виробничих процесів привиконанні основних і допоміжних операцій, як основи підвищення ефективності виробництва.

Перспективним напрямком розвитку підйомно – транспортного машинобудування є створення високопродуктивних, надійних автоматизованих машин, які забезпечують стійкий ритм виробництва на сучасному етапі його інтенсифікації на всіх стадіях виробництва.

Здійснити перехід застосування окремих видів підйомно – транспортної техніки до впровадження високопродуктивних комплексів – є перспективним напрямом підйомно – транспортного машинобудування.

В магістерській роботі поставлено завдання розробки високоефективної конструкції стрічкового конвеєра для транспортування сипких да дрібнокускових сільськогосподарських вантажів. Для виконання цього завдання необхідно проаналізувати існуючі конструкції стрічкових конвеєрів і, виявити їхні недоліки та переваги при виконанні тих або інших транспортних операцій.

НУБіП України

На основі проведеного аналізу розробити енергоефективну конструкцію стрічкового конвеєра.

Провести грунтовний динамічний аналіз руху конвеєра та виявити діючі на елементи конструкції та приводного механізму динамічні навантаження. Для цього виникає потреба в моделюванні руху конвеєра. Для мінімізації дії динамічних навантажень пропонується провести оптимізацію режиму пуску приводного механізму.

Також в роботі є потреба в розробці заходів з охорони праці при роботі стрічкових конвеєрів, а також в проведенні економічних розрахунків з приводу доцільності розробки конструкції стрічкового конвеєра.

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

1.1 Загальні відомості про стрічковий конвеєр

Стрічковий конвеєр (рис. 1.1) – це різновидом транспортуючої машини, що приводиться в рух тертям і може безперервно транспортувати матеріали. Стрічковий конвеєр також є транспортним обладнанням в логістиці і став незамінним для роботи складальної лінії.

Рисунок 1.1. Стрічковий конвеєр

Стрічковий конвеєр в основному складається з 2 або більше барабанів і закритої конвеєрної стрічки. Барабан, який приводить в рух конвеєрну стрічку, називається приводним барабаном; барабан, який лише змінює напрямок руху конвеєрної стрічки, називається реверсивним шківом або натяжним шківом. Під час роботи приводний барабан приводиться в рух двигуном через редуктор, або інші складові приводу, а конвеєрна стрічка обертається за рахунок тертя між

приводним барабаном і конвеєрною стрічкою. Приводні барабани зазвичай встановлюються на нагнітальному кінці для збільшення тяги.

Система стрічкового конвеєра може бути обрана відповідно до вимог процесу: звичайна безперервна робота, робота з биттям, робота зі змінною швидкістю та інші режими, і зазвичай називається «стрічковою лінією, складальною лінією, конвеєром, конвеєрною лінією» тощо. Що широко використовується у вигільнодобувній промисловості, хімічній промисловісті, будівельній, машинобудуванні, металургії, сільському господарстві та логістиці.

1.2. Переваги використання срічкових конвеєрів

Широке застосування стрічкових конвеєрів на ринку пояснюється їх перевагами:

- Надійна робота: у багатьох важливих виробничих підрозділах після вимкнення машини це спричинить величезні втрати, а стрічковий конвеєр може здійснювати безперервне транспортування, тому він широко використовується.
- Низьке енергоспоживання: конвеєрна стрічка не тільки зменшує опір ходу, але також зменшує знос вантажу та продуктивність, що сприяє зниженню витрат на виробництво.
- Налаштування: лінія передачі стрічкового конвеєра є гнучкою та адаптованою. Довжина лінії визначається відповідно до потреб, і максимальна довжина може бути більше 10 км.
- Гнучка подача: стрічковий конвеєр може отримувати матеріали з однієї або кількох точок і розвантажувати матеріали до кількох точок або секцій.

НУБіП України

1.3. Популярні типи стрічкових конвеєрів та сфери їх використання

Простота і легкість у використанні стрічкового конвеєра, робить його одним із найпоширеніших типів конвеєрів. Для задоволення різних потреб виробляються різні типи стрічкових конвеєрів:

1. Стрічковий конвеєр із зубцями (рис. 1.2.)
2. Похилий стрічковий конвеєр (рис.1.3.)
3. Стрічковий конвеєр з плоскою стрічкою (рис.1.4.)
4. Жолобковий стрічковий конвеєр
5. Роликовий стрічковий конвеєр
6. Портативний стрічковий конвеєр
7. Висувний стрічковий конвеєр
8. Вигнутий стрічковий конвеєр
9. Сталевий стрічковий конвеєр
10. Спеціальний стрічковий конвеєр

Стрічковий конвеєр із гофрованими зубцями (рис. 1.2.)

Рис. 1.2. Стрічковий конвеєр із зубцями

Вертикальні зубці розподіляються по ширині стрічки з стрічковому конвеєрі з зубцями. Функція зубців полягає в тому, щоб підтримувати матеріал і здійснювати транспортування під великим кутом.

Конвеєр із гофрованими стрічками широко використовується у вугільній, зерновій, будівельній, хімічній промисловості, гідроенергетиці та металургії. У діапазоні – 19 °С – + 40 °С транспортує всі види порошкоподібних, гранульованих, дрібноблокових, пастоподібних і рідких матеріалів, що легко розсипаються.

Похилий стрічковий конвеєр (рис.1.3.)

Коли матеріали потрібно піднімати або опускати, часто доводиться використовувати похилі стрічкові конвеєри, але існує певне обмеження щодо нахилу. Як правило, кут нахилу вгору становить не більше 18°.

Рис. 1.3. Похилий стрічковий конвеєр

Стрічковий конвеєр з плоскою стрічкою (рис. 1.4.)

Стрічковий конвеєр з плоскою стрічкою має загальну структуру та характеристики стрічкового конвеєра, який підходить для транспортування нестандартної форми та легких предметів, таких як поштові посилки, одяг, паперові вироби, пластмасові вироби тощо.

Рис.1.4. Стрічковий конвеєр з плоскою стрічкою

Жолобковий стрічковий конвеєр (рис.1.5)

Жолобковий стрічковий конвеєр має велику завантажувальну та транспортувальну потужність, конвеєрна стрічка жолобового стрічкового конвеєра використовує багатошаровий гумовий ремінь із шириною стрічки 500 мм, 650 мм, 800 мм, 1000 мм, 1200 мм і 1400 мм. Стрічка несучого бічного конвеєра підтримується жолобковим роликом, який складається з 3 роликів (кут жолоба може досягати 45°), а зворотні ролики підтримуються плоскими роликами.

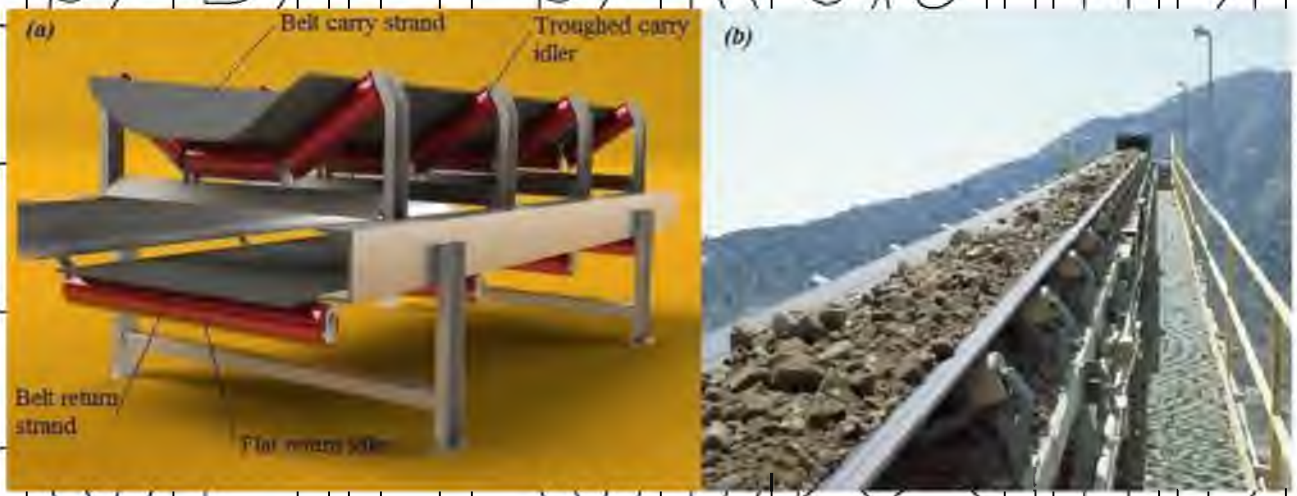

Рис. 1.5. Жолобковий стрічковий конвеєр

Жолобові стрічкові конвеєри широко використовуються в електроенергетиці, металургійній, гірничодобувній, портовій, цементній, зерновій промисловості, кормопереробній промисловості. Жолобкові стрічкові конвеєри можуть транспортувати сипучі матеріали у великій кількості, такі як вугілля, руда, грунт, хімічна сировина, зерно тощо, які більше підходять для в дносно поганого виробничого середовища.

Роликовий стрічковий конвеєр (рис.1.6)

Стрічковий конвеєр з роликами - це різновид конвеєра, який використовує кілька роликів, які встановлені на нерухомій опорі відповідно до певної відстані для транспортування. Стрічковий конвеєр з роликами підходять для всіх видів коробок, мішків, піддонів та інших частин вантажу, які в основному використовуються для сортування багажу на станції або в аеропорту.

Рис. 1.6. Роликовий стрічковий конвеєр

Роликовий стрічковий конвеєр можна використовувати окремо або в поєднанні з іншими конвеєрами чи робочими машинами на складальній лінії. Він має такі переваги, як проста конструкція, надійна робота, гнучке розташування

лінії тощо. Відповідно до того, чи має ролик приводний пристрій чи ні, стрічковий конвеєр з роликами можна розділити на два типи: безприводний і силовий.

Переносний стрічковий конвеєр (рис. 1.7)

Універсальні колеса встановлені в нижній частині портативного стрічкового конвеєра, який може вільно переміщатися відповідно до положення укладання матеріалів, і в основному використовується в середовищі з невеликим кутом нахилу транспортування.

Рис. 1.7. Переносний стрічковий конвеєр

Портативний стрічковий конвеєр в основному використовується в місцях, де місця завантаження та розвантаження часто змінюються, таких як порти, причали, станції, вугільні заводи, склади, будівельні майданчики, заводи з піску та каменю, ферми тощо, для транспортування та завантаження на короткі відстані та вивантаження сипучих матеріалів або одиничної маси менше 100 кг готової продукції.

Висувний стрічковий конвеєр (рис. 1.8)

Рама висувного стрічкового конвеєра оснащена пристроєм накопичувальної стрічки, яка може змусити стрічку вільно розтягуватися в напрямку довжини та регулювати довжину конвеєра відповідно до зміни робочого положення стрічки в будь-який час.

Висувний стрічковий конвеєр є найбільш ефективною та широко використовуваною машиною для безперервного транспортування матеріалів. Це основне обладнання системи транспортування вугілля на вуглезбагачувальній фабриці та електростанціях.

Рис. 1.8. Висувний стрічковий конвеєр

Вигнутий стрічковий конвеєр (рис.1.9)

Як правило, стрічковий конвеєр може рухатися лише по прямій лінії в горизонтальній або вертикальній площині. Для обходу перешкод або несприятливих ділянок необхідно облаштування проміжної пересадочної станції, що має високі інженерні витрати. Вигнутий стрічковий конвеєр реалізує природні криві конвеєра шляхом зміни кута розташування холостої групи, зменшує кількість станцій передачі та вирішує низку проблем, пов'язаних із станцією передачі.

Рис. 1.9. Вигнутий стрічковий конвеєр

Вигнутий стрічковий конвеєр широко використовується в гірничодобувній, металургійній, хімічній промисловості, на електростанціях і в портах, особливо для транспортування на великі відстані.

Сталевий стрічковий конвеєр (рис. 1.10)

Сталевий стрічковий конвеєр використовує стрічку з нержавіючої сталі замість стрічки. Оскільки стрічковий конвеєр буде виділяти шкідливі речовини під час транспортування матеріалів із високою температурою, тоді як сталевий ремінь не буде, сталевий стрічковий конвеєр більше підходить для транспортування матеріалів у харчовій промисловості.

Рис. 1.10. Сталевий стрічковий конвеєр

Спеціальний стрічковий конвеєр

Спеціальний стрічковий конвеєр призначений окремо для транспортування вантажів в особливих умовах, що має невелику сферу застосування. Деякі з них: магнітний стрічковий конвеєр, вузький стрічковий конвеєр, стійкий до кислот і лугів стрічковий конвеєр, вогнезахисний стрічковий конвеєр тощо.

1.4. Типи конвеєрних стрічок

1. ПВХ конвеєрна стрічка (рис. 1.11)

Конвеєрна стрічка з ПВХ — це чиста конвеєрна стрічка білого або світлого кольору, виготовлена з високоміцного та якісного бавовняного, нейлонового та поліефірного полотна в якості серцевини стрічки та поєднана з натуральним ПВХ.

Рис. 1.11. Конвеєрна стрічка ПВХ

Конвеєрна стрічка з ПВХ має гарну еластичність, не деформується та зносостійка. В основному використовується в харчовій, тютюновій, логістичній, пакувальній та інших галузях промисловості. У той же час вона підходить для підземного транспортування вугільних шахт, а також для транспортування матеріалів металургійної та хімічної промисловості.

2. Конвеєрна стрічка поліуретанова (рис. 1.12)

Рис. 1.12. Конвеєрна стрічка поліуретанова

Поліуретанова конвеєрна стрічка має міцну стійкість до розриву, хорошу еластичність, певну ударостійкість, може нормально використовуватися в складних умовах, але також має гарну водостійкість, може нормально

використовуватися навіть у холодних і вологих умовах, без жодного впливу на стрічка конвеєрна.

Конвеєрні стрічки з поліуретану широко використовуються в харчовій промисловості або зерновому секторі для транспортування сипучих, консервованих і упакованих зерен, печива, цукерок, переробки фруктів і овочів, птахівництва і переробки м'яса та інших суміжних галузях. Ціна поліуретанової конвеєрної стрічки є відносно високою, але в довгостроковій перспективі поліуретанова конвеєрна стрічка буде більш економічною.

3. Поліетиленова конвеєрна стрічка (рис.1.13)

Рис. 1.13. Поліетиленова конвеєрна стрічка

ПЕ - це абревіатура поліетилену, який є найпростішим за структурою полімерним органічним з'єднанням. Сьогодні це найпоширеніший полімерний матеріал у світі. Він полімеризується з етилену та поділяється на поліетилен високої щільності, поліетилен середньої щільності та поліетилен низької щільності відповідно до різної щільності.

Конвеєрна стрічка ПЕ має високу міцність на розрив, хорошу гнучкість, легка, тонка, міцна, маслостійка, нетоксична, гігієнічна та легко чиститься. Конвеєрна стрічка з поліетилену відповідає медичним стандартам.

може безпосередньо контактувати з їжею, ліками тощо та є довговічною конвеєрною стрічкою.

4. Пластиковий блокуючий ремінь (рис 1.14)

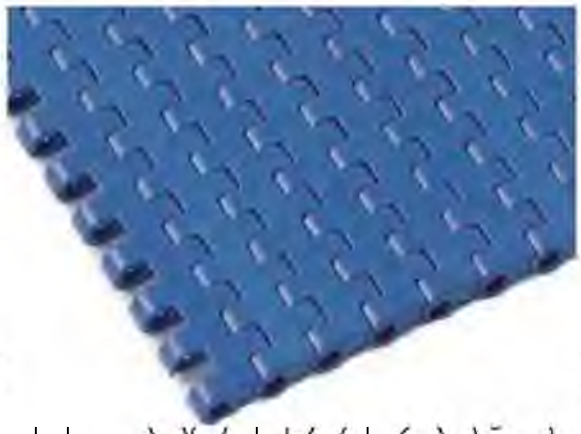

Рис. 1.14 Пластикові переплетені ремені

Пластикові з'єднувальні стрічки стосуються конвеєрної стрічки, яка формується за допомогою пластикових термопластів у однопластиновий модуль напівфабрикату, потім повторно збирається модулем у ланцюговий тип і встановлюється на конвеєрі для транспортування та транспортування матеріалів.

Пластикова блокуюча стрічка - це новий тип конвеєрної стрічки, яка має багато переваг перед традиційною конвеєрною стрічкою: висока міцність, кислотостійкість, стійкість до лугів і солоної води, широкий температурний діапазон, хороша антив'язкість, можна додати затискачі, великий кут підйому , легке чищення, просте обслуговування та може використовуватися для транспортування в різних середовищах.

5. Металевий конвеєр

НУБіП України

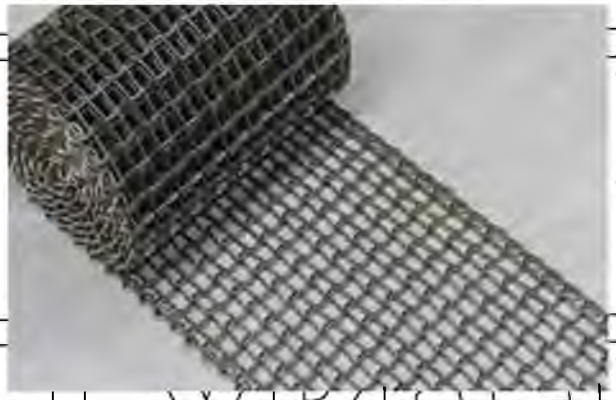

Рис. 1.15. Конвеєрна стрічка з нержавіючої сталі

Відповідно до різних методів ткацтва, металеву конвеєрну стрічку можна розділити на різні типи, такі як ромбовидна сітчаста стрічка, трапецієподібна металева сітчаста стрічка, кулькова сітчаста стрічка, сітчаста стрічка з U-ланцюгом. Матеріал металевої конвеєрної стрічки також може використовуватися відповідно до різних вимог: дріт з нержавіючої сталі, дріт з вуглецевої сталі, поліефірний дріт та оцинкований дріт тощо.

Металева конвеєрна стрічка характеризується високою термостійкістю, зносостійкістю, стійкістю до корозії, високою міцністю на розрив і тривалим терміном служби. Конвеєрна стрічка з нержавіючої сталі є найбільш широко використовуваною серед металевих конвеєрних стрічок, яка широко використовується для відпалу посуду з нержавіючої сталі, скляних виробів, машин, порошкової металургії тощо.

1.5. Морфологічний аналіз синтез стічкового конвеєра

Метод морфологічного аналізу та синтезу, розроблений швейцарським астрономом Ф. Цвіккі, побудований на принципах комбінаторики. Суть його полягає в тому, що в технічній системі, або вищому об'єкті виділяють групу основних конструктивних, або інших ознак. Для кожної ознаки вибирають альтернативні варіанти, гості може

НУБіП України

ливіваріантийогореалізації.Комбінуючиїхміжсобою,можнаотриматимножинуріз нихтехнічнихрішень,утомучисліітихрішень,якімаютьпрактичнийінтерес.

Практичневикористанняметодуполягаєвпобудовіморфологічноїтаблиці,за повненніїїможливимиальтернативнимиваріантамитавиборіізвсієїмножининайбі льшприйнятнихтехнічнихрішень.

Таблиця 1.1

Морфологічна таблиця можливих варіантівстрічкових конвеєрів

	Елементи					
	Конвеєр	**Виконавчий Механізм**	**Місцероботи**	**Запобіжніпристрої**	**Допоміжніпристрої**	**енергозасіб**
1	Стаціонарний	Стрічка	Склад	Муфта	Ролики	електродвигун
2	Пересувний	Скребок	Атмосфера	Зупинник	Натяжніпристрої	Нафтовийдвигун
3	переносний					
	Елементи					
	Завантаження	**Розвантаження**	**Барабани**	**Вантажі**	**Пересуваннявантажів**	
1	бункерне	Кінцеве	Приводні	Сипкі	Швидкохідні	
2	Конвеєром	Проміжне	Натяжні	Тарні	Тихохідні	
3	самозаванта ження		Направляючі	Коренеплоди, і бульбоплоди	гравітаційні	
4				інші		

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

Таблиця1.2

Морфологічнатаблиця можливих варіантів приводного механізму конвеєра

	елементи					
1	Двигун	Передавальний механізм(редуктор)	З'єднувальний пристрій	Гальмівнийм еханізм	Стрічка	передача
2	Електродвигунпостійного струму	Циліндричний	Зубчастамуфта	Колодковийзелектромагнітнимштовхачем	Пенькова	Пасова
3	Електродвигунзмінногоструму	Планетарний	Ланцюговамуфта	Колодковийзгідравлічнимштовханем	Прогумована	Ланцюгова
4	Гідродвигун	Конічний	Кулачково-дисковамуфта	Дисковий	Бавовняна	Дискова
5	Двигунвнутрішньогозгоряння	Черв'ячний	Гідромуфта	Храповий	Вовняна	Зубчаста
6		Хвильовий	Кулачковийвал	Порошковий електромагнітний	Сталева	
7		Мотор-редуктор			шарнірна	
8		Комбінований				

Таблиця1.3

Морфологічна таблиця можливих варіантів пристроїв конвеєра

	Елементи				
	Натяжнийпристрій	Ролики	Приводнийбарабан	Натяжнийбарабан	Розвантаження
1	Гвинтовий	Стальні	Стальні	Стальні	Плужок
2	ваговий	Дерев'яні	Дерев'яні	Дерев'яні	Щиток
3	Електромагнітний	Футеровані	Футеровані	Футеровані	Шарнірнастрічказжолобком
4		Ковзаючачаповерхня	полімерний	полімерний	Шарнірнастрічказконвеєром

Розробкавласноїконструкції

Виходячизданногоаналізуелементівконвеєрабуловибранотакіскладовіелементи стрічкового конвеєра:

НУБіП України

Конвеєр стрічковий:

Таблиця 1.4

Елементи							
Конвеєр	Виконавчий механізм	Місцер оботи	Допоміжніприс трої	Енерго засіб	Заванта ження	Вант аж	Рухст річки
Стрічковийп ересувний	стрічка	завод	Ролики,натяжн ийпристрій	Мотор - редукт ор	-	карт опля	тихохі дна

НУБіП України

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

2.1. Технологічний розрахунок конвеєра

Вихідні дані для розрахунку конвеєра :

Продуктивність конвеєра $Q = 20\frac{\text{т}}{\text{год}} = 5.5\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Довжина транспортування $L = 20$м

Вантаж, що переміщується – картопля

Завантаження через бункер, вивантаження – вільне, через кінцевий барабан конвеєра.

Визначаємо кут нахилу конвеєра до горизонту за наступною формулою:

$$sin\beta = \frac{H}{L} = \frac{0}{20} = 0, \quad \beta = 0° \tag{2.1}$$

В якості тягового органу приймаємо прогумовану конвеєрну стрічку за ГОСТом 20-76. Коефіцієнт тертя спокою f_0 вантажу на прогумованій стрічці обираємо із таблиці (Додаток У1-У6) : коефіцієнт тертя становить $f_0 = 0{,}58$;

Визначаємо коефіцієнт тертя під час руху з такої умови:

$$f = (0{,}7 \ldots 0.9)f_x \tag{2.2}$$

$$f == 0.8 \cdot 0.58 = 0.46$$

Але $f = tg\rho = 0.46$, звідки кут тертя становить $\rho = 27°30'$

Приймаємо конвеєр із плоскою стрічкою. Ширину стрічки в даному випадку визначаємо за наступною формулою:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{0.16v \cdot c \cdot \gamma \cdot tg\varphi}} \tag{2.3}$$

де $Q = 5.5\frac{кг}{с}$ продуктивність конвеєра, $v = 0.7 \dots 1.5м/с$ – рекомендовані межі швидкості руху вантажу на прогумованій стрічці : приймаємо швидкість транспортування для картоплі $v = 1м/с$.

с = 1 – коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра до горизонту при $\beta = 0°$

$\gamma = 670 \div 700$ кг/м^3- щільність вантажу; приймаємо $\gamma = 700кг/м^3$

$\varphi_0 = 35°$ - кут природного ухилу у спокої; $\varphi = (0.4 \dots 0.6)\varphi_0 = (0.4 \dots 0.6)35 = 14° \dots 21°$; приймаємо $\varphi = 15°$- кут природного ухилу при русі.

Тоді ширину стрічки визначається за формулою, яка дає таке значення ширини стрічки :

$$B = \sqrt{\frac{5.5}{0.16 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 700 \cdot tg15°}} = 0.424м$$

За ГОСТом 20-76 (Додаток А1) приймаємо ширину стрічки $B = 450мм$, тип стрічки з номінальною міцністю тягових прокладок 100 Н/мм, кількість прокладок $z = 4$.

Визначаємо довжину бортів завантажувального пристрою за такою формулою :

$$l_б = \frac{v^2 - v_0^2}{2g(f cos\beta - sin\beta)} \quad (2.4)$$

Приймаємо $v_0 = 0$. Тоді довжина бортів приймає таке значення:

$$l_б = \frac{1}{2 \cdot 9.81(0.46 \cdot 1 - 0)} = 0,11м$$

Розраховуємо сили опору руху тягового органу W_1, W_2, W_3, W_4;

А)Сила опору обумовлена розгоном вантажу в процесі попадання на стрічку визначається за такою залежністю:

НУБіП України

$$W_1 = \frac{Qf(v^2 - v_0^2)cos\beta}{2v(fcos\beta - sin\beta)} \quad (2.5)$$

$$W_1 = \frac{5.5 \cdot 0.46 \cdot 1 \cdot cos0°}{2 \cdot 1 \cdot (0.46 \cdot cos0° - sin0°)} = \frac{2.53}{0.92} = 2.75H$$

Б)Сила опору переміщенню стрічки на прямолінійній робочій ділянці конвеєра визначається за такою формулою :

$$W_2 = (q_в + q_m)Lg(w_s cos\beta + sin\beta), \quad (2.6)$$

де $q_в = \frac{Q}{V} = \frac{5.5}{1} = 5.5$кг/м –маса вантажу, що приходиться на 1м довжини стрічки конвеєра

$q_м$-маса стрічки довжиною 1м, визначають за такою формулою :

$$q_m = \delta B y_л \quad (2.7)$$

У цій формулі : δ — товщина стрічки; B — її ширина стрічки і щільність вантажу $y_л = 1100$кг/м^3

$\delta_1 = 1.9$мм —товщина однієї прокладки стрічки;

$z = 4$ —кількість прокладок стрічки;

$\delta_р = 4$мм —товщина обкладки гуми робочої поверхні стрічки

$\delta_{нр} = 2$мм —товщина обкладка із гуми неробочої поверхні стрічки

Тоді загальна товщина стрічки: $\delta = 1.9 \cdot 4 + 4 + 2 = 13.6$мм

Отже $q_m = 0.136 \cdot 0.4 \cdot 1100 = 59.84 \frac{кг}{м}$

Приймаємо, що стрічка спирається на прямі роликові опори на робочій і вільній гілках. Коефіцієнт опору приймаємо $w_s = 0{,}08$. Тоді величина опору становитиме таке значення

$$W_2 = (5.5 + 59.84)20 \cdot 9.81(0.08cos0° + sin0°) = 944.74H$$

Відстань між роликами на прямолінійній робочій ділянці приймаємо за 0,8м, на вільній гілці -1,5м, в зоні завантаження – 0,35м , діаметр ролика $d_р$ = 108. У відповідності з таблицею (Додаток В1) приймаємо гладенький ролик

Ролик Г – 108 × 500 – 16 × 14 ГОСТ 22646-77, де Г – ролик гладенький,

108 – зовнішній діаметр ролика в мм,

16 – довжина лиски в мм,

500 – довжина ролика в мм,

14 – ширина лиски в мм.

Ескіз ролика наведено на рис.

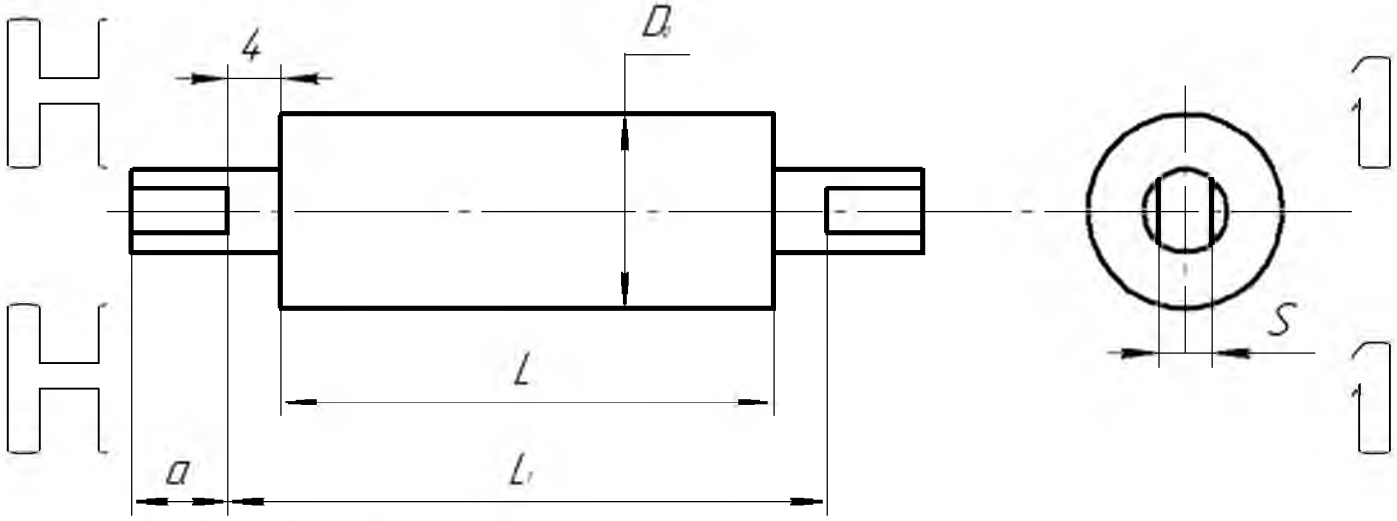

Рис. 2.1. Ескіз ролика

В) Сила опору на вільній гілці визначаються за такою формулою:

$$W_3 = q_m L g(w_s cos\beta - sin\beta) \quad (2.8)$$

$$W_3 = 59.84 \cdot 20 \cdot 9.81(0.08cos0° - sin0°) = 939.24H$$

Г) Оскільки розвантаження вільне, то опір

$$W_4 = 0$$

Колова сила на ведучому барабані становить:

$$F_t = C_1(W_1 + W_2 + W_3) \quad (2.9)$$

$$F_t = C_1(W_1 + W_2 + W_3) = 1.1(2.75 + 944.74 + 939.24) = 2075.4H$$

$C_1 = 1.1$ – коефіцієнт, що враховує втрати на звивання стрічки;

Визначаємо силу натягу стрічки у вітках конвеєра

А) робочої вітки визначається за формулою :

$$S_1 = K_0 \frac{F_t \cdot e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (2.10)$$

де $K_0 = 1.3$ –при гвинтовому натяжному пристрої приймаємо;

$e = 2.72$;

$F_t = 2075.4$ –колова сила;

$f = 0.2 \ldots 0.3$ –коефіцієнт тертя прогумованої стрічки об стальний чи чавунний барабан; приймаємо,що $f = 0.3$

$\alpha = 3.14$ ($180°$ – кут обхвату ведучого барабану)

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

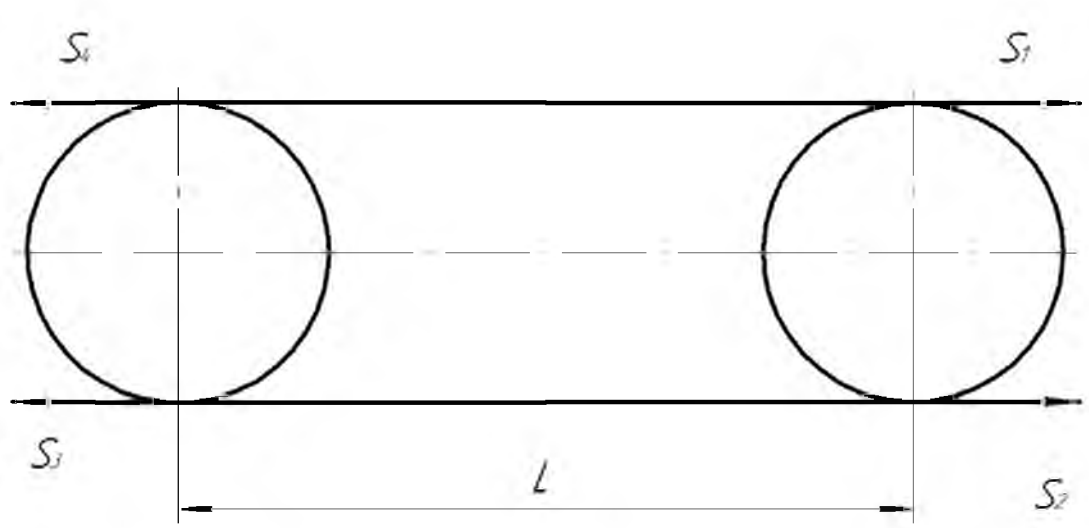

Рис. 2.2. Схема сил натягу вітоk конвеєра

Тоді зусилля приймають значення:

$$S_1 = 1.3\frac{2075.4 \cdot 2.72^{0.3 \cdot 3.14}}{2.72^{0.3 \cdot 3.14} - 1} = 4420.89H$$

$$S_4 = S_1 - W_1 - W_2$$

$$S_4 = 4420.89 - 2.75 - 944.74 = 3473.4H$$

Б) на неробочій вітці конвеєра:

$$S_3 = \frac{S_4}{C_1} \quad (2.11)$$

$$S_3 = \frac{3473.4}{1.1} = 3157.63H$$

$$S_2 = S_3 - W_3$$

$$S_2 = 3157.63 - 939.24 = 2218.39H$$

Проводимо уточнення значення колової сили за такою формулою:

$$F_t = S_1 - S_2 \tag{2.12}$$

$$F_t = S_1 - S_2 = 4420.89 - 2218.39 = 2202.5H$$

Умови передачі цієї сили визначаються наступним чином:

$$e^{f\cdot a} \geq \frac{S_1}{S_2} \tag{2.13}$$

$$2.72^{0.3\cdot 3.14} = 2.56;$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{4420.89}{2202.5} = 2.00$$

Умова виконується.

Перевіримо стрічку на міцність з умови:

$$K = \frac{S_1}{B\cdot z} \leq K_{\text{р}}, \tag{2.14}$$

де $S_1 = 4420.89H;\ B = 450\text{мм};\ z = 4;$

K – навантаження прикладене до 1мм ширини прокладки, $\frac{H}{\text{мм}}$;

$K_{\text{р}}$ – допустиме навантаження приймає таке значення.

$$K = \frac{4420.89}{450\cdot 4} = 2.45\frac{H}{\text{мм}};$$

$K_{\text{р}} = 5.5\frac{H}{\text{мм}}$, тобто міцність стрічки достатня.

Конструюємо барабан литий з чавуну. Діаметри приводного і натяжного барабанів однакові і рівні. $D_{\text{ПР}} = D_{\text{НТ}} = 115\cdot z = 115\cdot 4 = 460\text{мм}$. Приймаємо у відповідності до ГОСТу 22645-77 $D_{\text{ПР}} = D_{\text{НТ}} = 450\text{мм}$. Довжина барабана становить:

$$l_\delta = 0{,}45\text{м} + 0{,}03\text{м} = 0{,}48\text{м}$$

Кріплення приводного барабану здійснюється за допомогою шпонкового з'єднання. Натяжний барабан через підшипники кочення спирається на обертальну вісь. Натяг стрічки здійснюється за рахунок переміщення натяжного барабана за допомогою гвинтового натяжного пристрою.

Вихідні дані для кінематичного розрахунку привода стрічкового конвеєра:

$$P_\text{в} = F_t \cdot v \qquad (2.15)$$

$$P_\text{в} = F_t \cdot v = 2202.5 \cdot 1 = 2202.5\ H;$$

$$\omega_\text{в} = \frac{6.28 \cdot v}{\pi \cdot D_\text{пр}} \qquad (2.16)$$

$$\omega_\text{в} = \frac{6.28 \cdot v}{\pi \cdot D_\text{пр}} = \frac{6{,}28 \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}450} = 4{,}44\ \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

2.2. Кінематичний розрахунок конвеєра

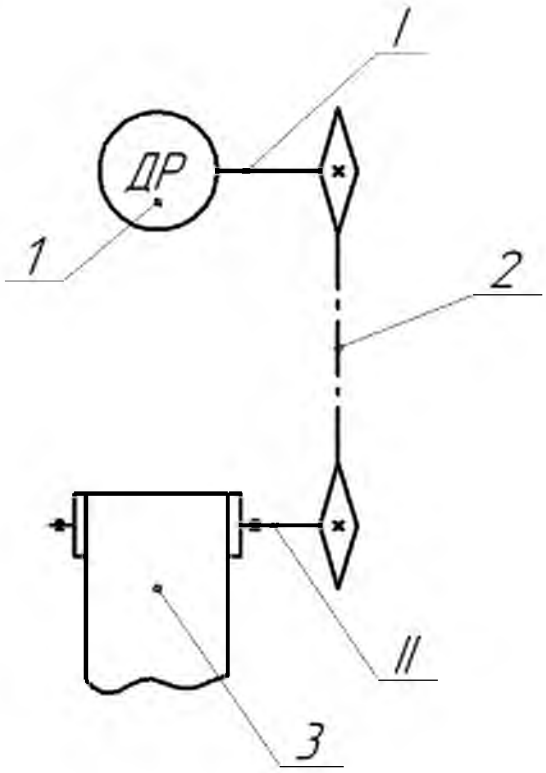

Рис. 2.3. Кінематична схема приводу стрічкового конвеєра: 1 – мотор-редуктор, 2 – ланцюгова передача, 3 – стрічка прогумована

Тип електродвигуна вибирають із урахуванням наступних секторів: призначення машини; наявність того чи іншого джерела енергії; потрібної потужності; обмежень у масі, габаритах, умовах роботи; режим роботи машини та забезпечення її технологічних параметрів.

Призначення конвеєра визначає основні вимоги до електродвигуна, специфіку його роботи та технічні характеристики. При цьому потрібно враховувати мобільність, зовнішнє середовище, температурні умови та інше. Наявність джерел електричної енергії спрямовує до вибору електропривода, як найбільш простого та надійного в роботі.

НУБіП України

Залежно від потрібної потужності, обмежень маси та габаритів привід вибирають електродвигун, або двигун внутрішнього згорання. Вибраний двигун повинен відповідати наступним умовам:

- забезпечити момент, достатній для запуску механізму із заданим прискоренням, а при гальмуванні – уповільнення заданої величини;
- у процесі роботи в робочому режимі не повинен сприймати довготермінові перевантаження, що приводить до перегрівання електродвигуна та інтенсивного зношування двигуна внутрішнього згорання.

Визначення потрібної потужності електродвигуна: конвеєра

$$P_{\text{м.р.потр}} = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{заг}}} \cdot K \qquad (2.17)$$

$$P_{\text{м.р.потр}} = \frac{2202.5}{0.92} \cdot 1.1 = 2.63\text{кВт};$$

$K = 1.1$ –коефіцієнт, що враховує тимчасове навантаження;

$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{л}} = 0.92$ –загальний ККД приводу конвеєра;

Визначення границі кутової швидкості вала двигуна:

$$\omega_{\text{м.рпотр.}} = \omega_{\text{в}} \cdot u_{\text{л}} \qquad (2.18)$$

$$\omega_{\text{м.рпотр.}} = \omega_{\text{в}}(2 \dots 5) = (8.88 \dots 22.2)$$

Крутний момент мотор-редуктора визначається за такою формулою:

$$T = \frac{P_{\text{м.р.потр.}}}{\omega_{\text{м.р.потр.}}} \cdot 10^3 \qquad (2.19)$$

$$T = \frac{2.63}{(8.88 \dots 22.2)} \cdot 10^3 = 118.5 \dots 299.5\,Н \cdot \text{м}$$

НУБіП України

Частота обертання вихідного вал мотор-редуктора визначається наступним чином:

$$n = \frac{\omega_{\text{м.р.потр.}} \cdot 30}{3.14} \quad (2.20)$$

$$n = \frac{(8.88 \ldots 22.2) \cdot 30}{3.14} = 84.84 \ldots 212.1 \text{ об/хв}$$

Приймаємо мотор-редуктор МЦ 2С-80-140, ГОСТ 20721-75, який має наступні параметри : $n_{\text{ном}} = 140 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$; $P_{\text{дв.тр.}} = 4\text{кВт}$; $\omega_{\text{ном}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{ном}}}{30} = \frac{3.14 \cdot 140}{30} = 14.65\text{рад/с}$; $m = 75\text{кг}$;

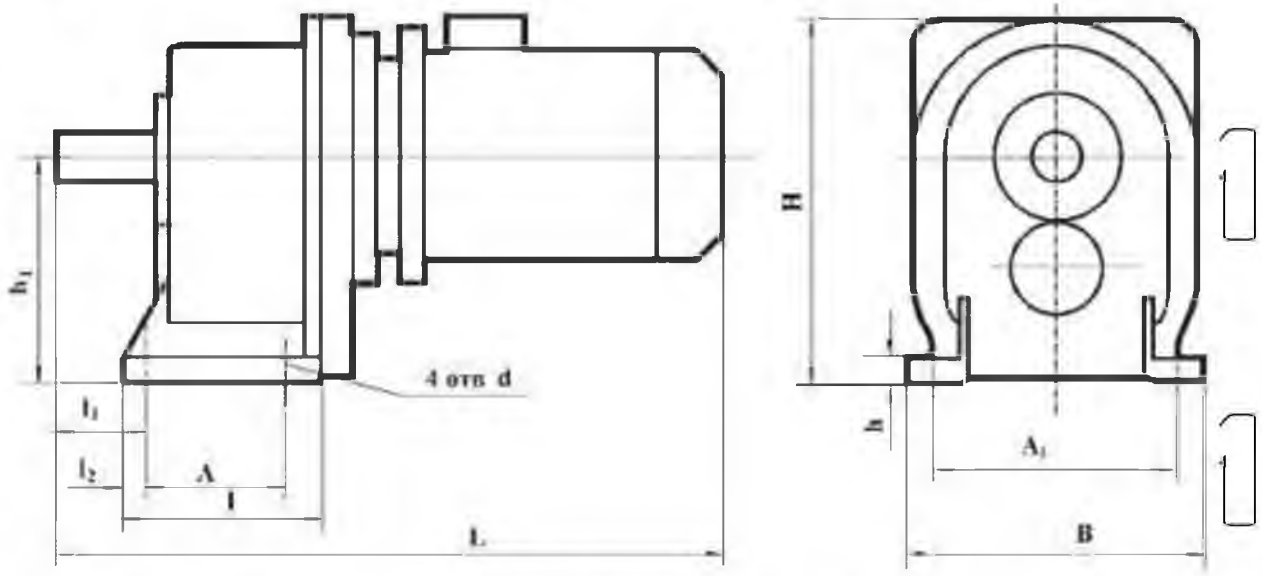

Рис. 2.4. Мотор – редуктор МЦ 2С-80-140, ГОСТ 20721-75

Таблиця 2.1.

Геометричні параметри мотор-редуктора МЦ 2С-80-140, ГОСТ 20721-75

	Номінальна частота обертання валу об/хв	L_{max}	l	l1	l_2	A	A_1	B_{max}	H_{max}	l_1	h	d
МЦ2С 80	28; 31,5; 35,5; 40; 45	625	175	22	75	115	180	250	322	170	20	15
	50; 56; 63; 71; 80; 90; 100 112; 125; 140; 160; 180	670										

Визначимо передаточне число передачі конвера за формулою:

$$u_л = \frac{\omega_{ном}}{\omega_в} \quad (2.2)$$

$$u_л = \frac{14.65}{4.44} = 3.3$$

Визначимо вихідні дані для розрахунку передачі стрічковою конвеєра:

I вал:

$$P_I = P_{м.р.потр.} = 2.63\ кН$$

$$\omega_I = \omega_{ном} = 14.65\ рад/с$$

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} \cdot 10^3 = \frac{2.63}{14.65} \cdot 10^3 = 179.522\ Н \cdot м$$

II вал:

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_п = 2.63 \cdot 0.92 = 2.42\ кН$$

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{u_л} = \frac{14.65}{3.3} = 4.44\ рад/с$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} \cdot 10^3 = \frac{2.42}{4.44} \cdot 10^3 = 545.024\ Н \cdot м$$

Таблиця 2.2

Вихідних даних для розрахунку ланцюгової передачі :

Назва передачі	Потужність на ведучому валу,кВт	Кутова швидкість на ведучому валу, рад/с	Крутний момент на ведучому валу,Нм	Передаточне число
Ланцюгова передача	2.42	4.44	545.024	3.3

2.3. Розрахунок ланцюгової передачі

Ланцюгові передачі порівняно з іншими механічними передачами мають такі основні *переваги*:

- можливість використання при значних відстанях (до 8 м) між валами;
- менші, ніж в пасових передачах, поперечні навантаження на вали;
- достатньо високий ККД (до 0,98);
- можливість передавання обертового руху одним ланцюгом декільком валам, у тому числі і з протилежним напрямом обертання.

Принцип зачеплення, а також вища міцність ланцюга в порівнянні з приводним пасом пасової передачі дозволяє ланцюговій передачі, за інших однакових умов, передавати значно більші потужності. Зачеплення ланцюга з зірочками виключає пробуксовку ланцюга, що забезпечує сталe передавальне число передачі.

До *недоліків* ланцюгових передач належать такі:

- збільшення довжини ланцюга через зношення шарнірних з'єднань і відповідне ослаблення натягу;
- нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища у передачі та підвищений шум;
- низька кінематична точність при реверсуванні;
- потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Ланцюгові передачі застосовують у сільськогосподарських та транспортних машинах (мотоциклах та велосипедах), підйомних пристроях, в урухомниках (приводах) конвеєрів, в технологічних машинах легкої промисловості тощо. Ланцюгова передача дозволяє надавати обертовий рух валам, що знаходяться на порівняно великій відстані, а її габаритні розміри значно менші від габаритних розмірів пасової передачі. Крім того в ланцюговій передачі відсутнє проковзування і можна передавати більші зусилля приводним механізмом.

Визначаємо крок ланцюга за наступною залежністю.

$$t = 280 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \times K_e}{z_1 \times \omega_1 \times [\rho] \times m_p}}, \qquad (2.22)$$

де K_e – коефіцієнт експлуатації, який характеризує фактори, що впливають на довговічність ланцюга;

z_1- кількість зубів ведучої ланки;

$[\rho]$=35 МПа – допустимий питомий тиск в шарнірі, між валиком та втулкою (табл. 8.);

$m_p = 1$ - коефіцієнт рядності передачі;

$$z_1 = 29 - 2U \qquad (2.23)$$

$$z_1 = 29 - 2 \times 3.3 = 22.4;$$

З метою збільшення довговічності приймаємо кількість зубів зірочки 23;

$$К_е = К_д \times К_{рег} \times К_н \times К_{см} \times К_{реж} \times К_а, \quad (2.24)$$

де $К_д = 1.0$ - коефіцієнт характеру навантаження, що діє в конвеєрі;

$К_{рег} = 1.15$- коефіцієнт, що залежить від способу регулювання провисання ланцюга приводу;

$К_н = 1.0$ – коефіцієнт, що залежить від нахилу лінії центрів зірочок до горизонту;

$К_{см} = 1.5$ - коефіцієнт, що залежить від характеру змащування ланцюга;

$К_{реж} = 1.25$ – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи конвеєра;

$К_а = 1$ – коефіцієнт довжини ланцюга;

$$К_е = 1 \times 1.15 \times 1 \times 1.5 \times 1.25 \times 1 = 2.15$$

$$z_2 = z_1 \times u;$$

$z_2 = 23 \times 3.33 = 77$; Тоді крок приймає таке значення

$$t = 280 \times \sqrt[з]{\frac{2.42 \times 2.15}{23 \times 4.44 \times 35 * 2,5}} = 280 \sqrt[з]{\frac{5.2}{1531.8}} = 280 \sqrt[з]{0.0035} = 280 \times 0.079 = 22,12мм$$

Приймаємо крок ланцюга t= 25,4мм;

Виконуємо перевірку на необхідну кількість рядів ланцюга в приводному механізмі конвеєра:

$$V = \frac{z_1 \times t \times w_1}{2000 \times \pi} \quad (2.25)$$

$$V = \frac{23 \times 25{,}4 \times 4.44}{2000 \times 3.14} = \frac{4539.23}{6280} = 0.413 \frac{\text{м}}{c}$$

$$V_{max} = 7.3\sqrt{\frac{z_1}{t}}; \quad (2.26)$$

$$V_{max} = 7.3\sqrt{\frac{23}{25{,}4}} = 6.944 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Оскільки $V < V_{max}$, за ГОСТом 13568-97 приймаємо ланцюг

Приводний роликовий з кроком 25,4мм, виконання А, число рядів – 3:

Комплектуючі вироби для даного ланцюга:

Ланцюг з'єднувальний : 3ПР-25.4-171 ГОСТ 13568-97

Ланка з'єдиувальна – ланка - 3ПР-25.4-171 ГОСТ 13568-97

Ланка перехідна – ланка 3ПР-25.4-171 ГОСТ 13568-97

Основні параметри ланцюга

Крок ланцюга – t=25.4мм;

Руйнівне навантаження – Q=171.0 кН;

Діаметр ролика - не менше $d_1 = 15.88$ мм;

Діаметр валика – не менше $d_2 = 7.92$ мм;

Відстань між внутрішніми пластинами – не менше $b_1 = 15.88$мм;

Маса одного погонного метра – $q = 7.50$кг/м;

НУБіП України

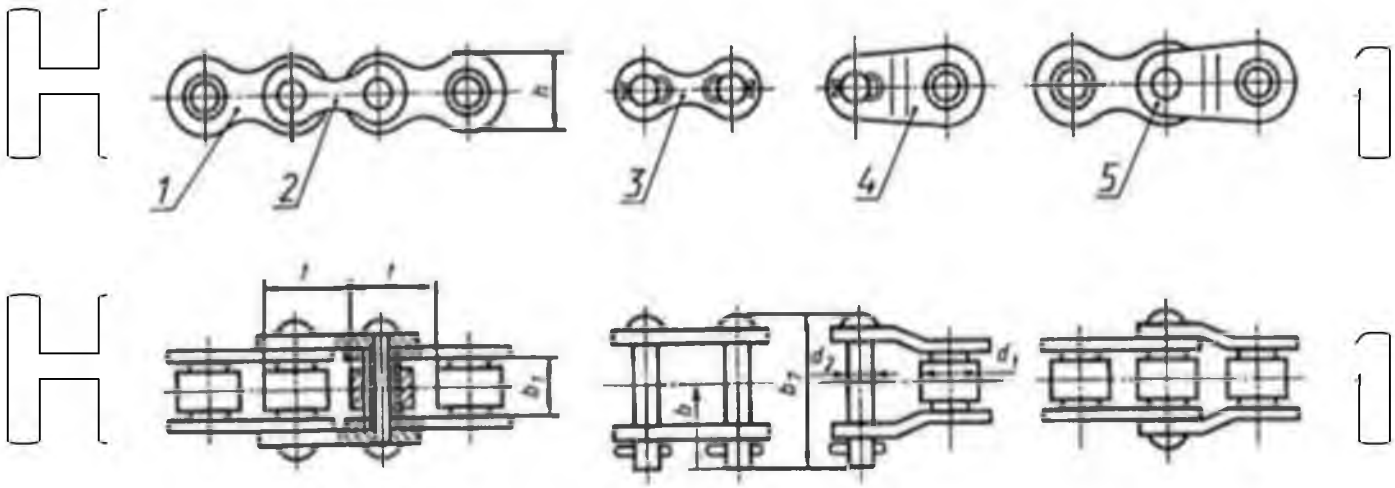

Рис. 2.5. Ескіз ланцюга конвеєра

Визначаємо міжосьову відстань та довжину ланцюга за такою формулою.

$$a = a_t \cdot t\,, \qquad (2.27)$$

де a_t =25 кроків – попередньо прийнята міжосьова відстань становить

а = 25 · 25,4 = 635 мм.

Необхідна довжина ланцюга в кроках визначається за наступною формулою

$$L_t = 2 \cdot a_t \frac{z_1+z_2}{2} + \left(\frac{z_2-z_1}{2\Pi}\right)^2 \cdot \frac{1}{a_t} = 2 \cdot a_t + a_1 + \frac{b}{a_t}, \qquad (2.28)$$

де $a_1 = \frac{z_1+z_2}{2} = \frac{23+77}{2} = 50$

$$b = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\Pi}\right)^2 = \frac{(77-23)^2}{2 \cdot 3.14} = 73{,}863$$

$$L_t = 2 \cdot 25 + 50 + 73{,}863 = 173{,}863 \text{ кроків}$$

Приймаємо кількість кроків ланцюга L_t = 147 кроків

Уточнюємо міжосьову відстань передачі за такою формулою

$$a = \frac{t}{4}\left(L_t - a_1 + \sqrt{(L_1 - a_1)^2 - 8b}\right) \quad (2.29)$$

$$a = \frac{25{,}4}{4}\left(174 - 50 + \sqrt{(174 - 50)^2 - 8 \cdot 73{,}863}\right) = 6{,}35 \cdot 188.32 = 1559.515\text{мм};$$

Для забезпечення провисання ланцюга міжосьову відстань зменшимо на наступну величину

$$(0.002 \ldots 0.004)a = (0.002 \ldots 0.004)1559.515 = (3.119 \ldots 6.238) = 4$$

$$a = 1559.515 - 4 = 1555.515\text{мм}$$

Число ударів ланки за 1с визначається за формулою при умові

$$V = \frac{2z_1 + w_1}{\Pi \cdot L_t} \leq [V], \quad (2.30)$$

де [V]=30 c^{-1} – значення допустимого числа ударів ланки ланцюга за 1с.

$$V = \frac{2 \cdot 23 \cdot 4.44}{3.14 \cdot 147} = \frac{202.24}{461.58} = 0.438 < [V].$$

Визначаємо сили, що діють у вітках ланцюга і сили тиску на вали приводу конвеєра.

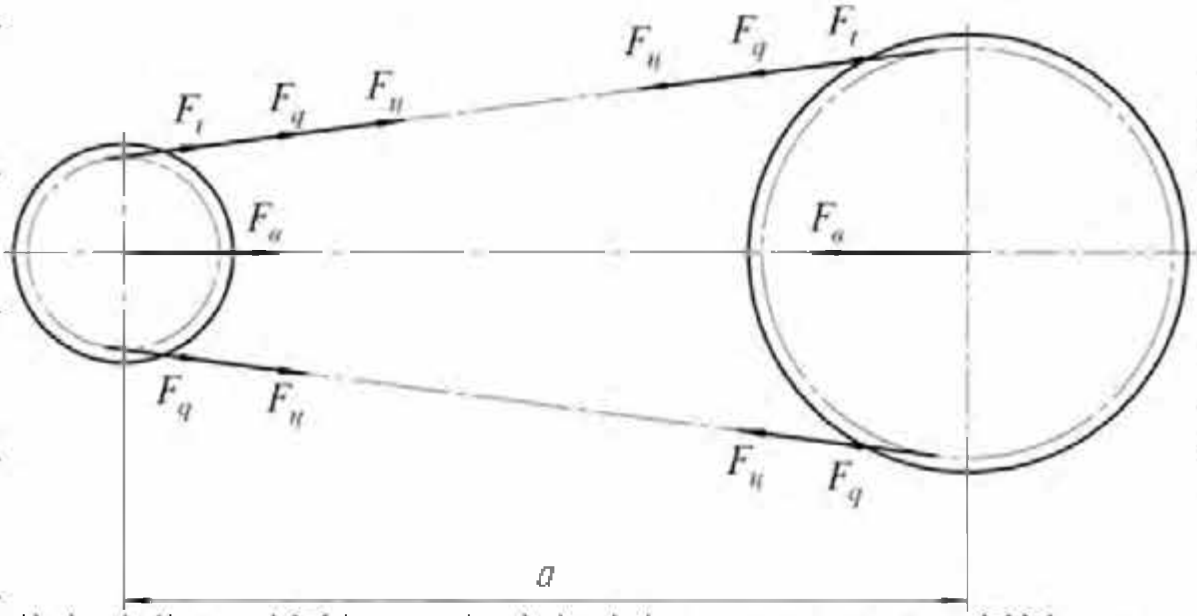

Рис. 2.6. Сили, що діють в ланцюговій передачі

Колова сила визначається за формулою і приймає таке значення:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{V} \quad (2.31)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 2.42}{0.438} = 5525.114\ H$$

Сила натягу ланцюга від провисання визначається наступним чином

$$F_q = k_f \cdot q \cdot a \cdot g; \quad (2.32)$$

$k_f = 2.0$ – бо кут нахилу передачі до горизонту більше 40°.

$q = 7.5$ кг/м – погонна маса ланцюга. Тоді навантаження від ваги ланцюга становить

$$F_q = 2.0 \cdot 7.5 \cdot 1555.515 \cdot 10^{-3} \cdot 9.8 = 228.66 H$$

Сила натягу ланцюга від відцентрових сил визначається наступною залежністю:

$$F_{\text{ц}} = q \cdot V^2 \quad (2.33)$$

$$F_{\text{ц}} = 7.5 \cdot 0.438^2 = 1.438 H$$

Загальне зусилля в ведучій вітці ланцюга визначається за формулою:

$$F_{\text{заг}_1} = F_t \cdot K_{\text{д}} + F_q + F_{\text{ц}} \quad (2.34)$$

$$F_{\text{заг}_1} = 5525.114 \cdot 1 + 228.66 + 1.438 = 5755.212 \text{ Н};$$

Загальне зусилля в ведучій вітці ланцюга приймає таке значення:

$$F_{\text{заг2}} = F_q + F_{\text{ц}} \quad (2.35)$$

$$F_{\text{заг2}} = F_q + F_{\text{ц}} = 228.66 + 1.438 = 230.098 H$$

Сили, що діють на вали ведучої та веденої зірочок визначаються за такою формулою:

$$F_b = F_t \cdot k_{\text{д}} + 2F_q \quad (2.36)$$

$$F_b = 5525.114 \cdot 1 + 2 \cdot 228.66 = 5982.434 H$$

Перевірка ланцюга за питомим тиском в шарнірах визначається з умови :

$$\text{p} = \frac{F_t \cdot K_E}{S \cdot m_p} \leq [\text{p}], \quad (2.37)$$

де S=539 мм^2 – проекція площі опорної поверхні шарніра;

[p]=35МПа – допустимий питомий тиск в шарнірах ланцюга приймає значення.

$$\text{p} = \frac{5525.114 \cdot 2.15}{539 \cdot 2.5} = \frac{2711.7}{105} = 8.93 \leq [\text{p}]$$

Запас міцності ланцюга визначається з умови

$$n = \frac{Q}{F_{заг1}} \geq [n], \quad (2.38)$$

де [n]=7.0 – допустимий запас міцності ланцюга становить;

$$n = \frac{171 \cdot 10^3}{5755.212} = 29.712 \geq [n]$$

Отже передачу розраховано вірно, бо умови витримуються!

Визначаємо геометричні та конструктивні параметри зірочок ланцюгової передачі:

Геометрична характеристика зачеплення визначається за формулою

$$\lambda = \frac{t}{D_ц} = \frac{25.4}{15.88} = 1,599$$

Приймаємо коефіцієнт висоти зуба рівним K=0.532

Діаметр ділильного кола ведучої зірочки визначається наступним чином:

$$d_1 = \frac{t}{\sin\frac{180^0}{Z_1}} = d' \cdot t,$$

Де d'=7,344

$$d_1 = 7,344 \cdot 25.4 = 186.537 \text{ мм.}$$

Діаметр ділильного кола веденої зірочки визначається за формулою:

$$d_2 = \frac{t}{\sin\frac{180^0}{Z_2}} = d' \cdot t,$$

Де d'=24.517

$$d_2 = 24.517 \cdot 25.4 = 622.731 \text{ мм.}$$

Радіус западин визначається за формулою

$$r = 0{,}5025 \cdot D_{\text{ц}} = 0{,}5025 \cdot 15.88 = 7.98 \text{ мм.}$$

Оскільки передача нереверсивна, то приймаємо профіль зубів зі зміщенням центрів дуг впадин. Для даного профілю визначимо найбільшу хорду для ведучої зірочки з непарним числом зубів $Z_1 = 23$

$$L_x = d_1 \cdot \cos\frac{95^0}{Z_1} - 2 \cdot r = 186.537 \cdot \cos\frac{95^0}{23} - 2 \cdot 7.98 = 170.092 \text{ мм.}$$

Діаметр кола вершин ведучої зірочки визначається наступним чином:

$$d_{a1} = t \cdot \left(K + ctg\frac{180^0}{Z_1}\right) = 25.4 \cdot \left(0{,}532 + ctg\frac{180^0}{23}\right) = 198.323 \text{ мм.}$$

Діаметр кола вершин веденої зірочки визначається за формулою:

$$d_{a2} = t \cdot \left(K + ctg\frac{180^0}{Z_2}\right) = 25.4 \cdot \left(0{,}532 + ctg\frac{180^0}{77}\right) = 635.889 \text{ мм.}$$

Діаметр кола западин ведучої зірочки визначається за формулою і приймає значення:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot r = 186.537 - 2 \cdot 7.98 = 170.577 \text{ мм.}$$

Діаметр кола западин веденої зірочки визначається наступним чином:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot r = 622.731 - 2 \cdot 7.98 = 606.771 \text{ мм.}$$

Радіус найменшого заокруглення зуба визначається з умови

$$r_x = 1{,}7 \cdot D_{\text{ц}} = 1{,}7 \cdot 15.88 = 26.996 \text{ мм.}$$

Приймаємо $r_x = 27$ мм.

Відстань від вершини зуба до лінії центрів дуг заокруглень приймає заченння:

$$f = 0{,}8 \cdot D_{\text{ц}} = 0{,}8 \cdot 15.88 = 12.704 \text{ мм.}$$

Значення радіуса заокруглення r_{c} для t<35 приймаємо $r_{\text{c}} = 1{,}6$ мм.

Ширина зуба трирядної зірочки становить:

$$b_{f1} = 0{,}90 \cdot b_1 - 0{,}15 = 0{,}93 \cdot 15.88 - 0{,}15 = 14.61 \text{ мм.}$$

Приймаємо ширину зуба $b_{f1} = 15$ мм.

Ширина обода трирядної зірочки визначається за формулою:

$$c = b_{f1} + 2 \cdot r_{\text{c}} = 15 + 2 \cdot 1{,}6 = 18.2 \text{ мм.}$$

Приймаємо ширину обода с=19 мм.

Найбільший діаметр обода ведучої зірочки становить:

$$d_{g1} = t \cdot ctg\frac{180^0}{Z_1} - 1{,}3h = 25.4 \cdot ctg\frac{180^0}{23} - 1{,}3 \cdot 24.20 = 167.322 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр обода рівним $d_{g1} = 168$ мм.

Найбільший діаметр обода веденої зірочки визначається за формулою :

$$d_{g2} = t \cdot ctg\frac{180^0}{Z_2} - 1{,}3h = 25.4 \cdot ctg\frac{180^0}{77} - 1{,}3 \cdot 24.20 = 590.916 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр обода веденої зірочки $d_{g2} = 591$мм

Товщина обода зірочок становить:

$$b_{об} = D_ц = 15.88 \text{ мм.}$$

Діаметр обода ведучої зірочки визначається наступним чином:

$$d_{об1} = d_{g1} - 2b_{об} = 168 - 2 \cdot 15.88 = 136.24 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{об1} = 137$ мм.

Діаметр обода веденої зірочки визначається за формулою:

$$d_{об2} = d_{g2} - 2b_{об} = 591 - 2 \cdot 15.88 = 559.24 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{об2} = 560$ мм.

Орієнтовні діаметри валів під ведучу та ведену зірочку визначаються наступним чином:

$$d_{в1} = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2 \cdot [\tau]_{кр}}} = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{179.522}{0{,}2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 35.5 \text{мм}$$

Приймаємо $d_{в1} = 35$ (діаметр валу мотор-редуктора)

$$d_{в2} = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{0{,}2 \cdot [\tau]_{кр}}} = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{545.024}{0{,}2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 51.4 \text{ мм.}$$

Де $[\tau]_{кр}$=20 МПа- занижені значення допустимих напружень кручення.

Отриманні значення $d_{в1}$ і $d_{в2}$ округлюємо до найближчих значень згідно діючих стандартів: $d_{в1} = 36$ мм, $d_{в2} = 55$ мм.

Діаметр маточини визначаються за такими формулами:

$$d_{м1} = (1{,}8 \ldots 2{,}0)d_{в1} = (1{,}8 \ldots 2{,}0)36 = 70 \text{ мм;}$$

$$d_{м2} = (1{,}8 \ldots 2{,}0)d_{в2} = (1{,}8 \ldots 2{,}0)55 = 110 \text{ мм.}$$

Довжина маточин визначаються з умов:

$$l_{м1} = (1{,}8 \dots 2{,}2)d_{в1} = (1{,}8 \dots 2{,}2)36 = 70 \text{ мм};$$

$$l_{м2} = (1{,}8 \dots 2{,}2)d_{в2} = (1{,}8 \dots 2{,}2)55 = 110 \text{ мм}.$$

Діаметр технологічних отворів в диску ведучої зірочки визначаються з умов.

$$d_{o1} = 0{,}25(d_{об1} - d_{м1}) = 0{,}25(137 - 70) = 16.75 \text{ мм}.$$

Оскільки значення d_{o1} більше 10 мм, то доцільно виконувати технологічні отвори в зірочках.

Діаметр технологічних отворів в диску ведучої зірочки визначається за формулою :

$$d_{o2} = 0{,}25(d_{об2} - d_{м2}) = 0{,}25(560 - 110) = 112.5 \text{ мм}.$$

Приймаємо d_{o2} =112 мм. Кількість технологічних отворів приймаємо 6.

Діаметр розміщення технологічних отворів в диску веденої зірочки визначається з умови:

$$D_{o2} = 0{,}5(d_{об2} + d_{м2}) = 0{,}5(560 + 110) = 335 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр отворів $D_{o2} = 335$ мм.

Оскільки передача нереверсивна, то приймаємо профіль зубів зі зміщенням центрів дуг впадин і визначимо параметри профілю.

Для побудови профілю ведучої та веденої зірочок ланцюгової передачі розраховуємо наступні параметри :

Радіус спряження визначається з умови:

$$r_1 = 1.3025D_ц + 0.05 = 1.3025 \cdot 15{,}88 + 0{,}05 = 20.73 \text{мм};$$

Половина кута западин:

$$\alpha_1 = 55° - \frac{60°}{Z_1} = 55° - \frac{60°}{23} = 52.39°;$$

$$\alpha_2 = 55° - \frac{60°}{Z_2} = 55° - \frac{60}{77} = 54.22°;$$

Кут спряження:

$$\beta_1 = 18° - \frac{56°}{Z_1} = 18° - \frac{56°}{23} = 15.56°;$$

$$\beta_2 = 18° - \frac{56°}{Z_2} = 18° - \frac{56°}{77} = 17.27°;$$

Половина кута зуба:

$$\Phi_1 = 17° - \frac{64°}{Z_1} = 17° - \frac{64°}{23} = 14.21°;$$

$$\Phi_2 = 17° - \frac{64°}{Z_2} = 17° - \frac{64°}{77} = 16.16°;$$

Радіус головки зуба визначається за формулою:

$$r_{2,1} = D_{\text{ц}}(1.24cos\Phi_1 + 0.8cos\beta_1 - 1.3025) - 0.05$$
$$= 15.88(1.24 \cdot 0.969 + 0.8 \cdot 0.963 - 1.3025) - 0.05 = 10.58\text{мм};$$

$$r_{2,2} = D_{\text{ц}}(1.24cos\Phi_2 + 0.8cos\beta_2 - 1.3025) - 0.05$$
$$= 15.88(1.24 \cdot 0.960 + 0.8 \cdot 0.954 - 1.3025) - 0.05 = 10.28\text{мм};$$

Пряма ділянка профілю визначається за формулою:

$$FG_1 = D_{\text{ц}}(1.24sin\Phi_1 - 0.8sin\beta_1) = 15.88(1.24 \cdot 0.245 - 0.8 \cdot 0.268) = 1.41\text{мм};$$

$$FG_2 = D_{\text{ц}}(1.24sin\Phi_2 - 0.8sin\beta_2) = 15.88(1.24 \cdot 0.278 - 0.8 \cdot 0.296) = 1.71\text{мм};$$

Відстань від центра дуги западини до центра дуги головки приймає значення:

$$OO_2 = 1.24D_{\text{ц}} = 1.24 \cdot 15.88 = 19.69\text{мм};$$

Зміщення центра дуг впадин:

$$e = 0.03 \cdot 25.4 = 0.762\text{мм};$$

Координати точки O_1 визнвчаються так:

$$X_{1.1} = 0.8 D_{\text{ц}} sin\ \alpha_1 = 0.8 \cdot 15.88 \cdot 0.792 = 10.06\text{мм};$$

$$Y_{1.1} = 0.8 D_{\text{ц}} cos\ \alpha_1 = 0.8 \cdot 15.88 \cdot 0.610 = 7.75\text{мм};$$

$$X_{1.2} = 0.8 D_{\text{ц}} sin\ \alpha_2 = 0.8 \cdot 15.88 \cdot 0.811 = 10.30\text{мм};$$

$$Y_{1.2} = 0.8 D_{\text{ц}} cos\ \alpha_2 = 0.8 \cdot 15.88 \cdot 0.584 = 7.41\text{мм};$$

Координати точки O_2:

$$X_{2.1} = 1.24 D_{\text{ц}} cos \frac{180}{Z_1} = 1.24 \cdot 15.88 \cdot 0.990 = 19.49\text{мм};$$

$$Y_{2.1} = 1.24 D_{\text{ц}} sin \frac{180}{Z_1} = 1.24 \cdot 15.88 \cdot 0.136 = 2.67\text{мм};$$

$$X_{2.2} = 1.24 D_{\text{ц}} cos \frac{180}{Z_2} = 1.24 \cdot 15.88 \cdot 0.999 = 19.67\text{мм};$$

$$Y_{2.2} = 1.24 D_{\text{ц}} sin \frac{180}{Z_2} = 1.24 \cdot 15.88 \cdot 0.040 = 0.78\text{мм};$$

НУБіП України

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ КОНВЕЄРА

3.1. Динамічна модель конвеєра

При пуску та гальмуванні стрічкового конвеєра в елементах конструкції та приводного механізму виникають підвищені динамічні навантаження в тяговому органі та елементах приводного механізму. Для визначення характеру зміни та максимальних значень динамічних навантажень є необхідність в проведенні динамічного аналізу режиму руху стрічкового конвеєра при транспортуванні сипких та дрібно кускових вантажів. В стрічці конвеєра має місце нерівномірний рух, який викликаний коливаннями транспортуємого вантажу в процесі руху. Наявність нерівномірного руху стрічки з вантажем приводить до виникнення додаткових динамічних навантажень в елементах конструкції та приводі стрічкового конвеєра. Динамічні навантаження зменшують надійність елементів конструкції стрічкового конвеєра і призводять до його руйнування. При цьому також збільшуються енергетичні витрати, які йдуть на руйнування конструкції стрічкового конвеєра. В результаті чого зменшується ефективність роботи стрічкового конвеєра і погіршуються умови транспортування вантажу.

При динамічних розрахунках стрічкового конвеєра переходять від його реальної конструкції до динамічної моделі. В динамічній моделі нехтують характеристиками та елементами, які є несуттєвими для динамічного розрахунку. При цьому використовують дискретні динамічні моделі конвеєра. При побудові таких моделей стрічкового конвеєра враховують зосереджені маси, пружність елементів, залежності рушійних та гальмівних сил електродвигунів від частоти обертання вала тощо. Створена динамічна модель стрічкового конвеєра є базою для побудови його математичної моделі. При побудові динамічної моделі стрічкового конвеєра враховується основний рух приводного двигуна, який визначається приводним механізмом та некеровані рухи, які виникають через наявність пружних властивостей окремих ланок. При побудові динамічної моделі будемо вважати, що всі елементи стрічкового конвеєра є абсолютно твердими ланками, окрім елементів приводу, які мають пружні властивості. Тоді динамічна модель стрічкового конвеєра має два ступені вільності і її можна

представити у вигляді двомасової моделі. Обидві маси динамічної моделі стрічкового конвеєра зведемо до приводного барабану. Оскільки барабан здійснює обертальний рух, то і зведені маси також обертаються. Ці маси моделі з'єднані пружним елементом, жорсткість якого залежить від жорсткості елементів передавального механізму приводу. На першу масу динамічної моделі діє рушійний момент приводного електродвигуна, зведений до осі повороту барабана, а на іншу масу діє зведений до осі того ж барабану момент сил опору переміщенню стрічки з вантажем. Зведений момент сил опору залежить від ваги вантажу на стрічці та зведеного коефіцієнту опору між стрічкою та опорними роликами конвеєра. До першої зведеної маси динамічної моделі входять елементи ротора електродвигуна та передавального механізму, а до другої - приводний та натяжний барабани, стрічка та маса вантажу, що на ній знаходиться. Для прийнятої динамічної моделі стрічкового конвеєра треба визначити всі динамічні параметри, до яких входять: зведені моменти інерції першої та другої зведених мас, коефіцієнт жорсткості пружного елементу приводного механізму, залежність рушійного моменту електродвигуна від частоти обертання ротора, а також залежність зведеного моменту сил опору стрічкового конвеєра. Для дослідження динаміки руху стрічкового конвеєра дво масова динамічна модель зі зведеними до осі приводного барабану дискретними обертальними масами наведена на рис. 3.1.

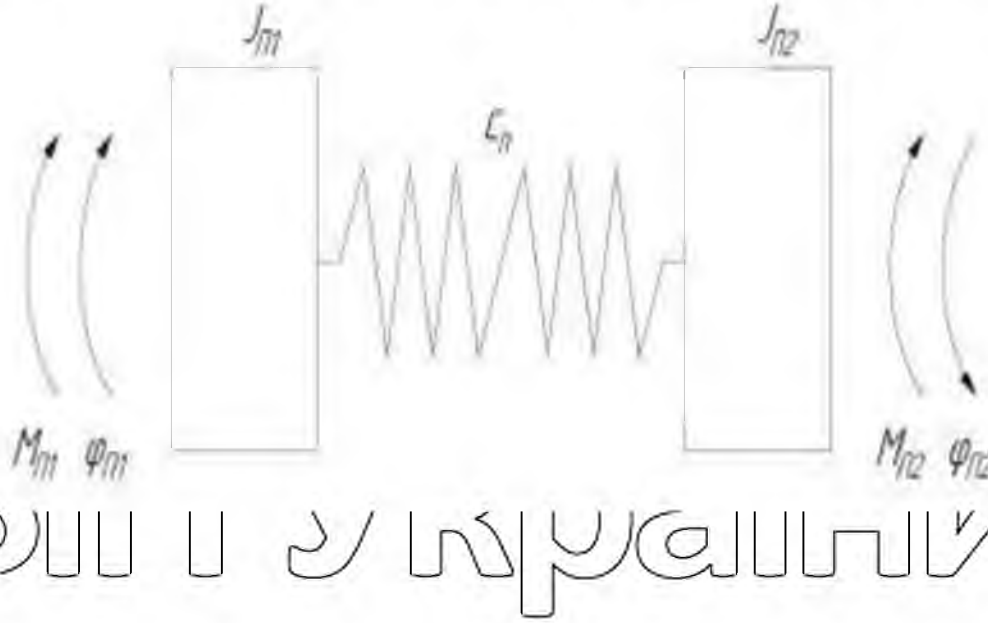

Рис. 3.1. Динамічна модель стрічкового конвеєра

На рис. 3.1 прийняті такі позначення: $J_{П1}$ та $J_{П2}$ - приведені моменти інерції першої та другої частин системи; C_n - коефіцієнт жорсткості пружного елементу, що з'єднує приведені маси ; $M_{П1}$ та $M_{П2}$ - приведені рушійні моменти першої та другої зведених мас системи; $\varphi_{П1}$ - кутова координата повороту мотора-редуктора і валу приводного барабану; $\varphi_{П2}$ - кутова координати повороту валу приводного барабану.

До першої частини моделі входять мотор-редуктор, вал. До другої частини моделі входять ведена та ведуча зірочка ланцюгової передачі і сам стрічковий конвеєр з вантажем. В представленій динамічній моделі конвеєра необхідно визначити її параметри: приведені моменти інерції, коефіцієнт пружності пружного елементу, рушійний момент приводного двигуна та момент сил опору, що зведені до другої маси.

Розраховуючи момент інерції першої частини системи механізму $J_{П1}$, прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реальної системи (T_1) до кінетичної енергії моделі $T_{екв}$ першої частини системи:

$$T_I = T_{екв.} \tag{3.1}$$

$D_1 = 0.168$м – діаметр ведучої зірочки

$m_1 = 0.5$кг – маса ведучої зірочки

$D_2 = 0.591$м - діаметр веденої зірочки

$m_2 = 3.5$кг – маса веденої зірочки

Для визначення приведених моментів інерції $J_{п1}$ та $J_{п2}$ знайдемо значення зведених моментів інерції окремих елементів конвеєра.

Знайдемо зведений момент інерції J_1

$$J_1 = \frac{1}{2}\frac{m_1 \cdot D_1^2}{4} = \frac{0.5 \cdot 0.168^2}{8} = 0.002 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Потім знайдемо зведений момент інерції J_2

$$J_2 = \frac{1}{2}\frac{m_2 \cdot D_2^2}{4} = \frac{3.5 \cdot 0.591^2}{8} = 0.152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Знайдемо зведений момент інерції J_3

$$J_3 = m_з \cdot \frac{D_2^2}{4} = 28\frac{0.591^2}{4} = 2.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \text{ де}$$

$$m_з = ql = 7.5 \cdot 3.73 = 28\text{кг, де}$$

$q = 7.5$ кг/м – маса 1м ланцюга

$l = 147 \cdot 0.0254 = 3.73\text{м}$ – довжина ланцюга

Зведений момент інерції J_4 та J_5

$$J_4 = J_5 = m_4 \cdot \frac{D_4^2}{4} = 8.5\frac{0.46^2}{4} = 0.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \text{ де}$$

$D_4 = D_5 = 0.46\text{м} -$ діаметри барабанів транспортера

$m_4 = m_5 = 8.5 -$ маси барабанів транспортера

Зведений момент інерції J_6

$$J_6 = (m_в + m_c)\frac{D_4^2}{4} = (110 + 239.2)\frac{0.46^2}{4} = 18.47 \text{ кг.м}^2, \text{ де}$$

$m_в = 110\text{кг}$ – маса вантажу

$$m_c = 2 \cdot l_k \cdot \rho = 2 \cdot 20 \cdot 5{,}98 = 239.2 \text{ кг}$$

Визначимо значення приведеного моменту інерції першої маси $J_{п1}$

$$J_{п1} = (J_0 + J_1 + J_2)U^2 = (0.25 + 0.002 + 0.152) \cdot 3.3^2 = 4.6\text{кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.2)$$

де $U = 3.3 -$ передаточне числоприводу.

Знайдемо значення приведеного моменту інерції другої маси $J_{п2}$

$$J_{п2} = (J_4 + J_5 + J_6)U^2 = (0.44 + 0.44 + 18.47) \cdot 3.3^2 = 19,35 кг \cdot м^2 \quad (3.3)$$

Приводний рушійний момент електродвигуна залежить від його кутової швидкості і визначається рівнянням Клосса:

$$M_{дв.} = \frac{2M_{\max} \cdot U \cdot \eta}{\frac{S}{S_{кр.}} + \frac{S_{кр.}}{S}}, \quad (3.4)$$

де S , $S_{кр.}$ - ковзання та критичне ковзання електродвигуна відповідно.

Максимальний момент електродвигуна визначається за такою формулою

$$M_{max} = \lambda \cdot M_н = 2.8 \cdot 273 = 764.4 \text{ н} \cdot \text{кг}. \quad \text{і}$$

Ковзання та критичне ковзання визначаються за формулами:

$$S = 1 - \frac{\vartheta_1 \cdot U}{\omega_н}$$

$$S_{кр} = S_{ном} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})$$

де λ =2.8 - кратність максимального моменту електродвигуна (перевантажувальна здатність двигуна);

Номінальне та критичне ковзання приймають значення:

$$S_н = 1 - \frac{\omega_н}{\omega_0} = \frac{14.65}{15.7} = 0.06;$$

$$S_{кр} = 0.06\left(2.8 + \sqrt{2.8^2 - 1}\right) = 0.32.$$

Приведений момент другої маси визначається залежністю

$$M_{п2} = \frac{(F_{нб} - F_{зб})D^4}{2} = \frac{2202.5 \cdot 0.46^2}{2} = 506.6\, H \cdot м. \quad (3.5)$$

Коефіцієнт жорсткості пружного елементу визначається наступним чином

$$C = \frac{M_н}{\Delta\varphi}, \quad (3.6)$$

де $\Delta\varphi = 1°$

$$\Delta\varphi = \frac{3.14 \cdot 1}{180} = 0.017 \text{ рад, } де$$

де $\Delta\varphi$ - припустимий кут закручування рад. Тоді

$$C_п = \frac{273}{0,017} = 16060.8 \frac{Н \cdot м}{рад},$$

де $C_п$ - жорсткість пружного елемента.

3.2. Математична модель конвеєра

Математична модель стрічкового конвеєра представляє собою систему диференціальних рівнянь, яку можна отримати на базі побудованої динамічної моделі. Динамічна модель відображає динамічні процеси роботи стрічкового конвеєра, тому на її основі складено математичну модель. Для цього використаємо принцип динамічної рівноваги , згідно з яким механічна система стрічкового конвеєра представляється у вигляді її моделі, що перебуває в стані динамічної рівноваги. У принципі Даламбера розглядається динамічна рівновага кожної з мас динамічної моделі з прикладеними до них усіма силами. Тому розчленуємо зведені маси динамічної моделі стрічкового конвеєра на дві окремі маси з дією на них усіх активних сил, сил інерції зведених мас та сил реакції зв'язку між зведеними масами (рис.3.2).

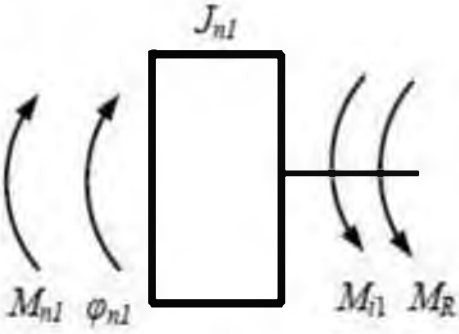

Рис. 3.2. Перша маса системи

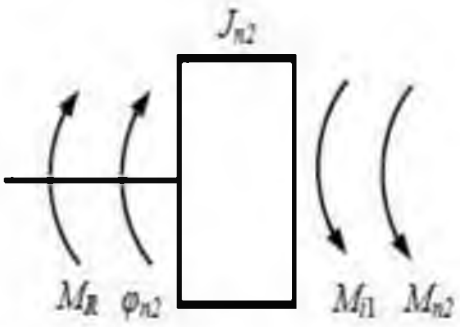

Рис. 3.3. Друга маса системи

У відповідності з принципом динамічної рівноваги кожної зі зведених мас стрічкового конвеєра з діючими зведеними силами отримаємо систему двох

диференціальних рівнянь , які являють собою математичну модель динаміки руху стрічкового конвеєра:

$$J_{n1}\ddot{\varphi}_1 = M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2);$$
$$J_{n2}\ddot{\varphi}_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \qquad (3.7)$$

де J_{n1}, J_{n2} – моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі стрічкового конвеєра; M_{n1}, M_{n2} – зведені моменти рушійних сил приводу та сил опору переміщенню стрічки динамічної моделі стрічкового конвеєра; c – зведений коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводу; φ_1, φ_2 - узагальнені координати першої та другої зведених мас динамічної моделі стрічкового конвеєра.

Отримана система рівнянь (3.7) являє собою систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує динамічні процеси руху стрічкового конвеєра. Нелінійність системи диференціальних рівнянь пов'язана з нелінійною рушійного моменту приводу стрічкового конвеєра (рис. 3,3).

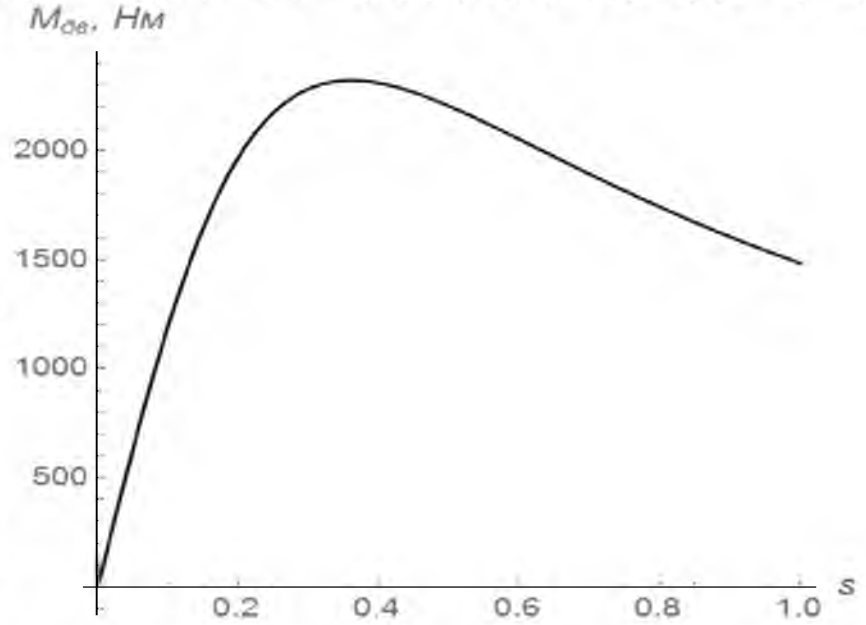

Рис. 3.4. Механічна характеристика приводу стрічкового конвеєра

Оскільки механічна характеристика приводу стрічкового конвеєра є нелінійною, то систему диференціальних рівнянь (3.7) не вдається

проінтегрувати аналітично , тому використані чисельні методи які розроблені в програмному середовищі Wolfram Mathematica.

3.3. Результати динамічного аналізу конвеєра

В розділі були виконані розрахунки, необхідні для проведення динамічного аналізу механізму стрічкового конвеєра. Отримані вихідні дані, небхідні для розрахунку конвеєра. Для побудови графічних залежностей (рис.4.1-4.12) використовується отримана математична модель, яка описує динамічну модель механізму стрічкового конвеєра (рис.3.1) та отримані розраховані дані, що наведені у таблиці 4.1.

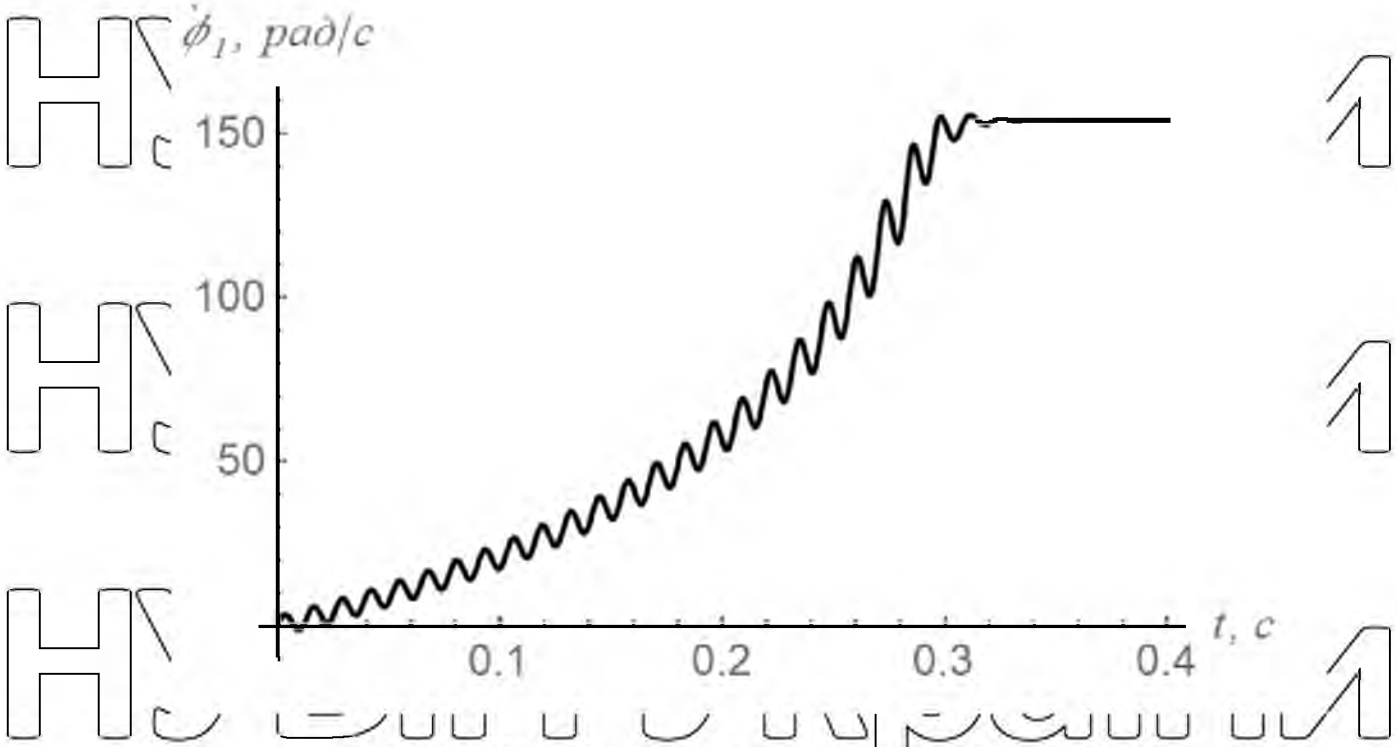

Рис. 3.5. Кутова швидкість першої зведеної маси

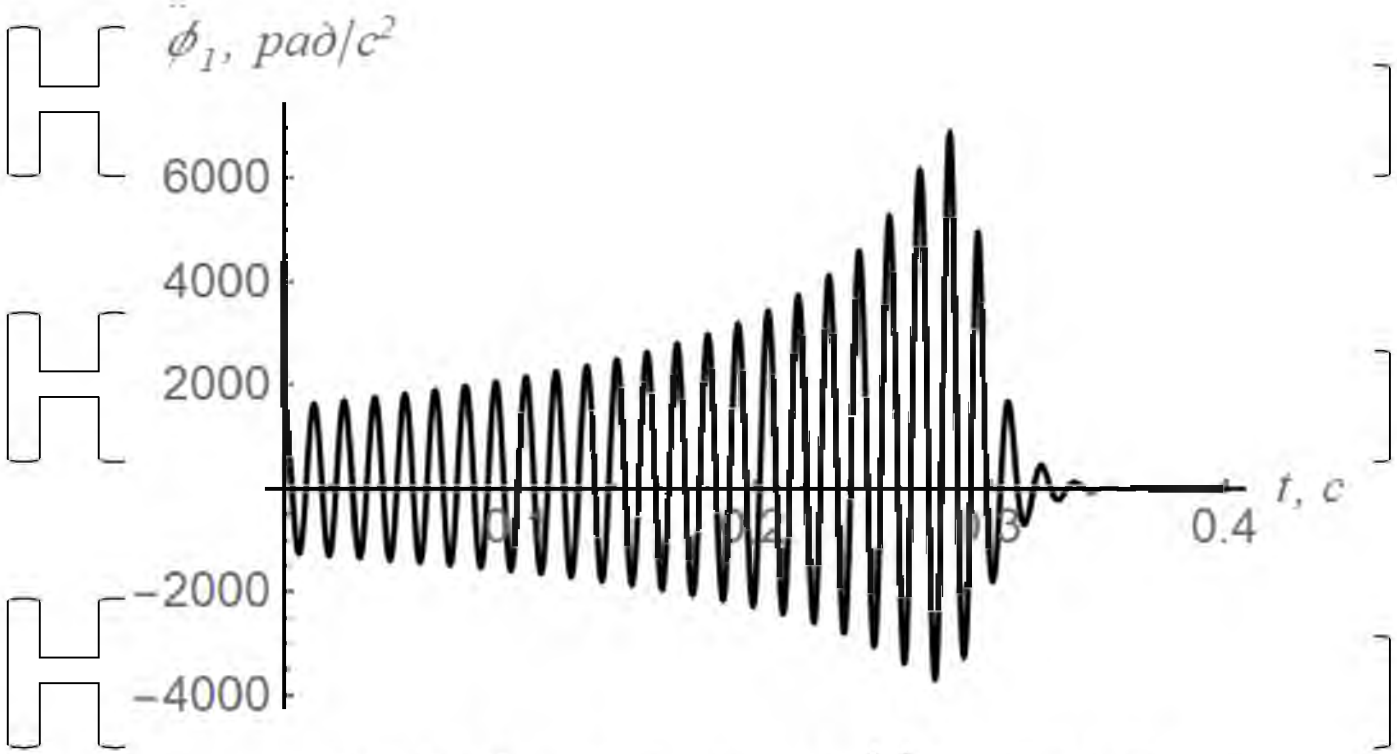

Рис. 3.6. Кутове прискорення першої зведеної маси

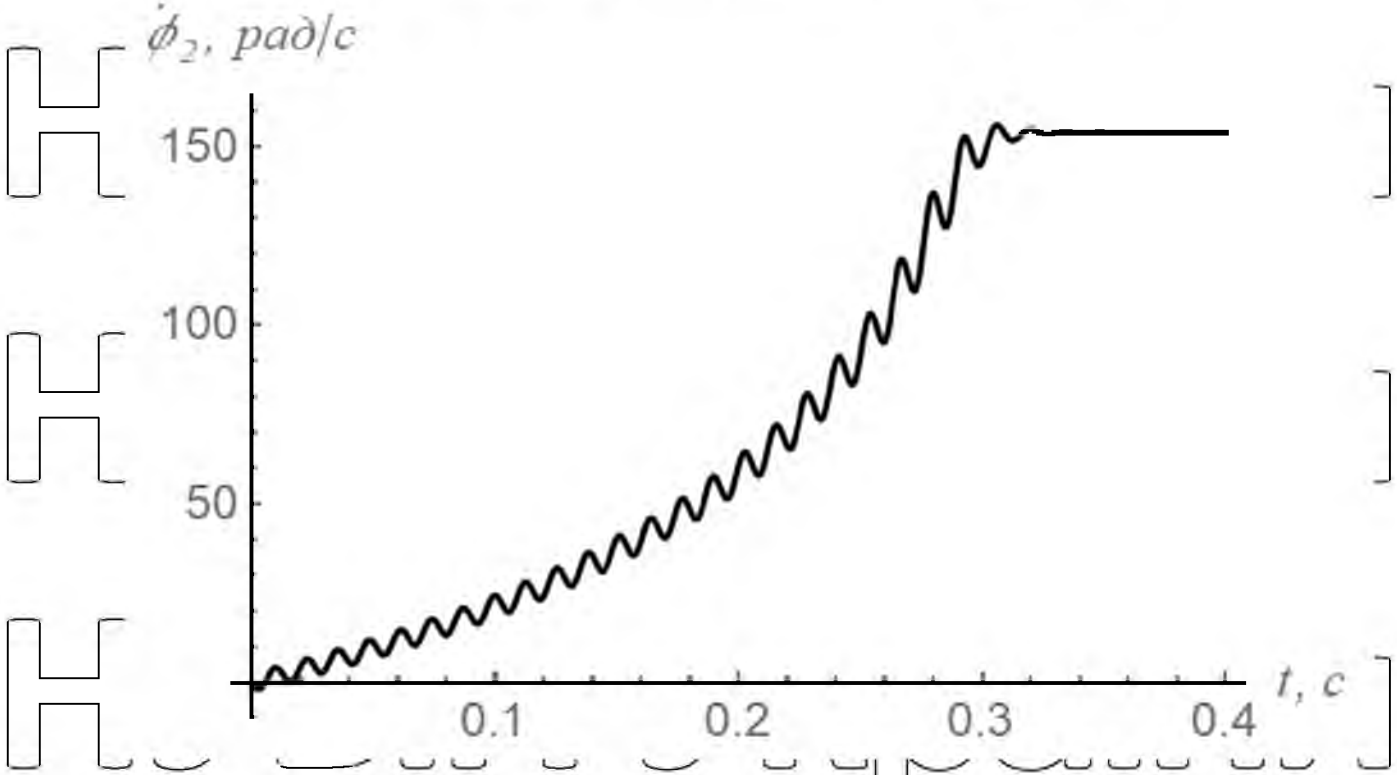

Рис. 3.7. Кутова швидкість другої зведеної маси

НУБіП України

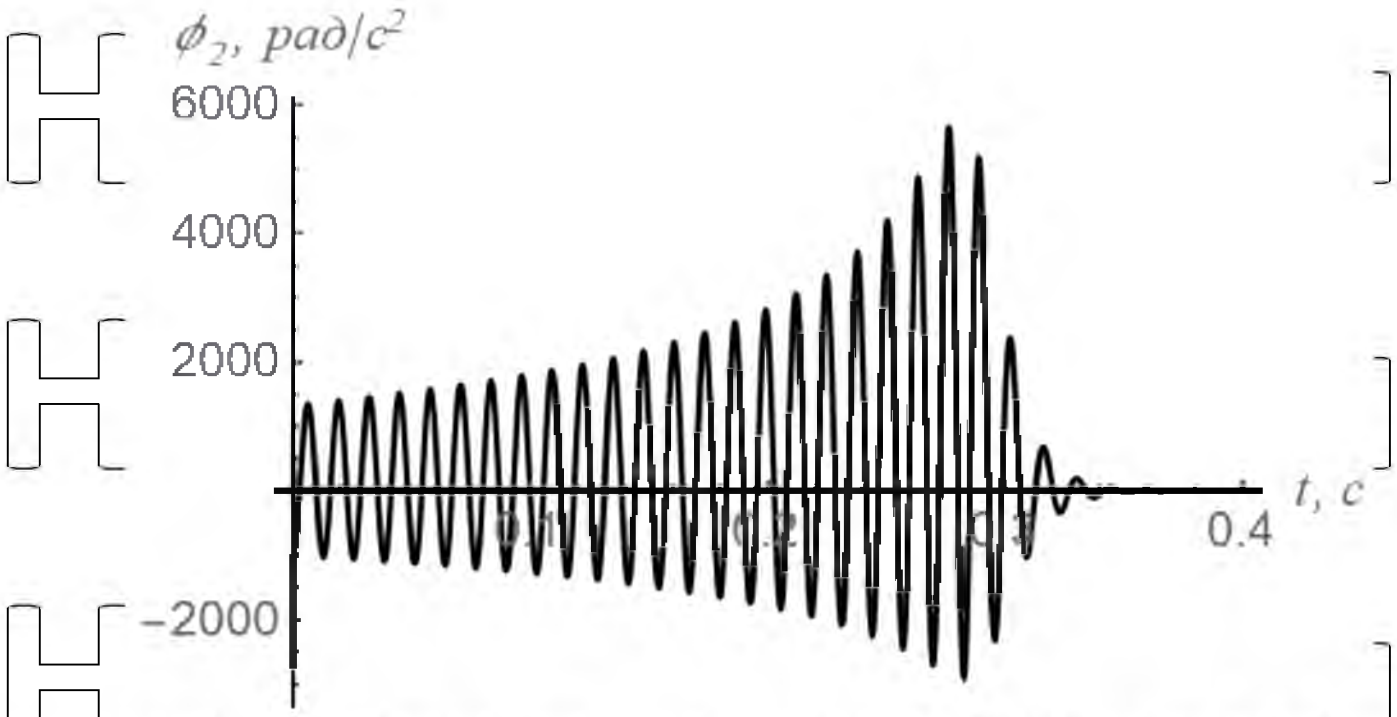

Рис. 3.8. Кутове прискорення другої зведеної маси

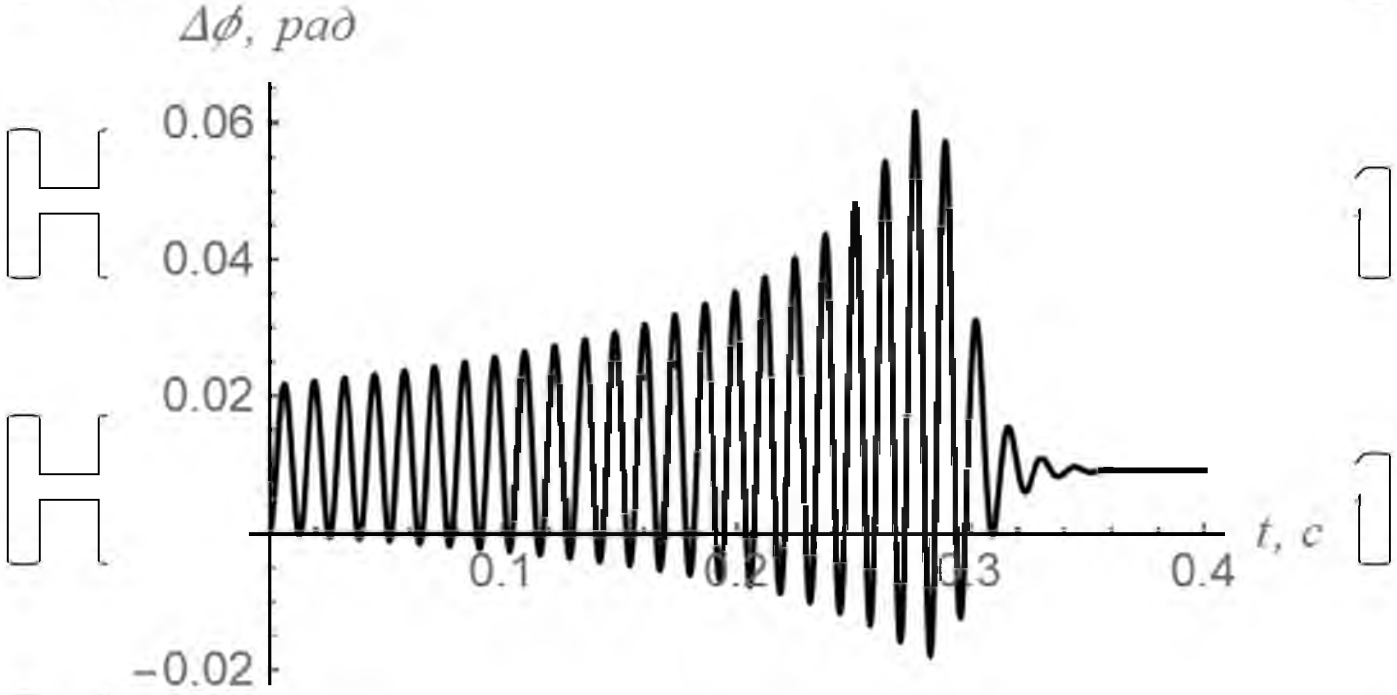

Рис. 3.9. Деформація в пружній муфті

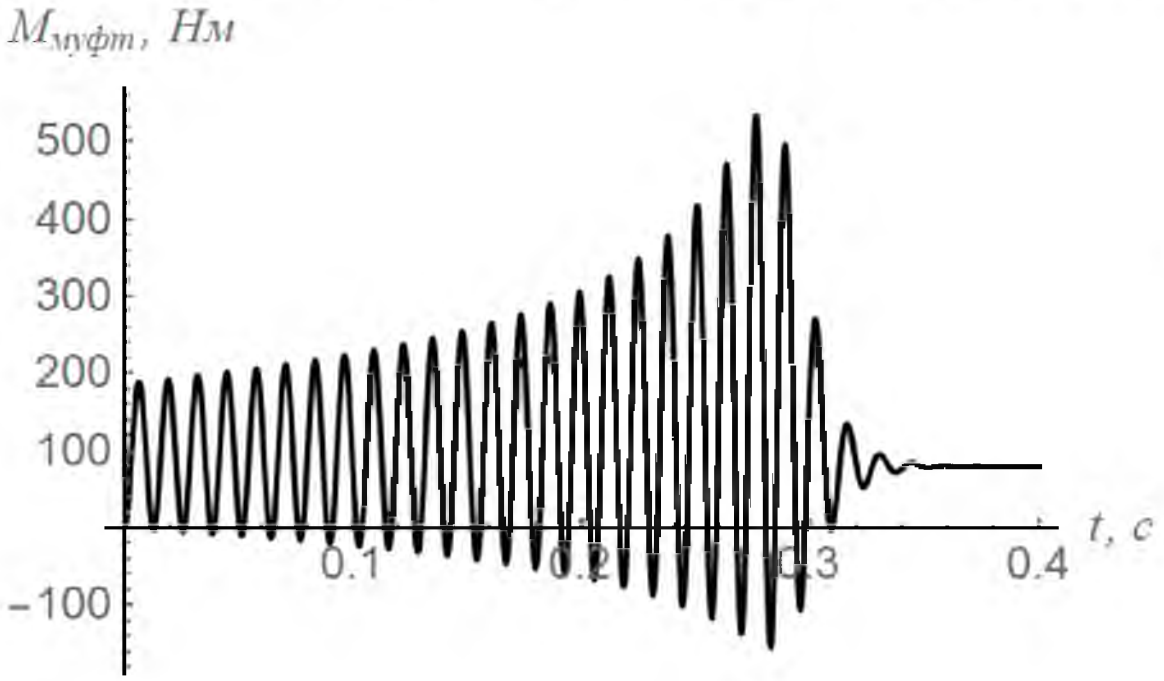

Рис. 3.10. Момент в пружній муфті

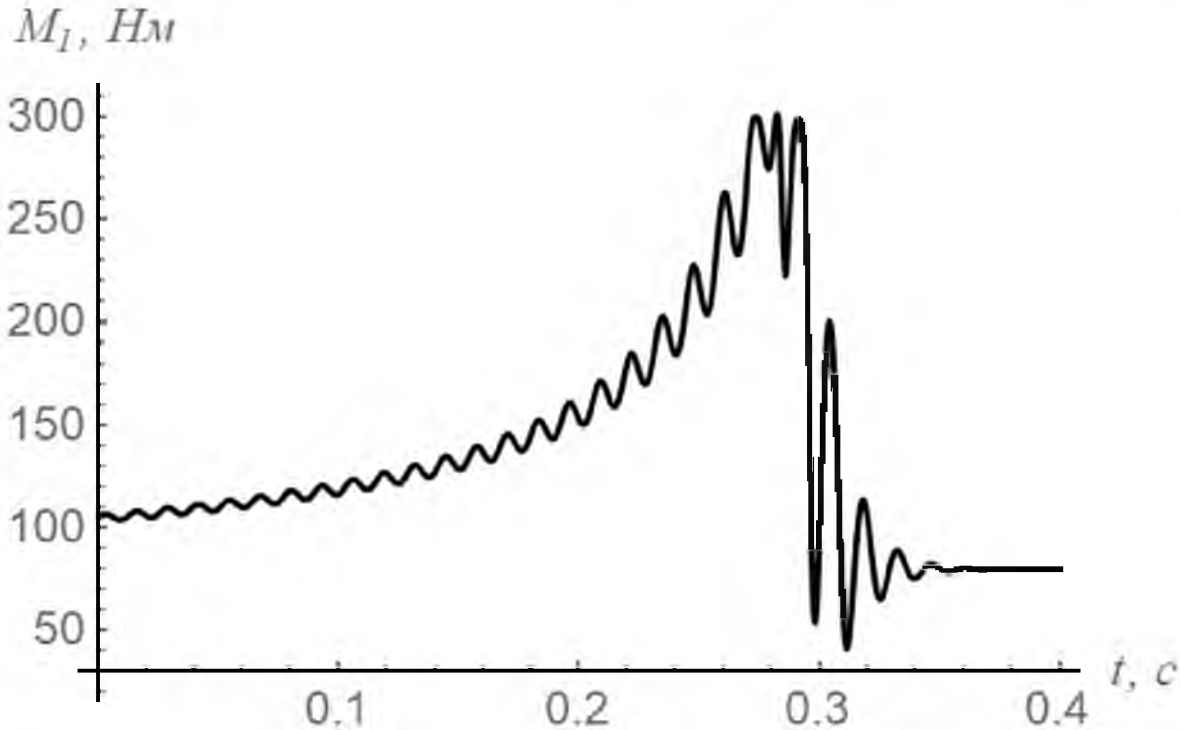

Рис. 3.11. Рушійний момент приводу

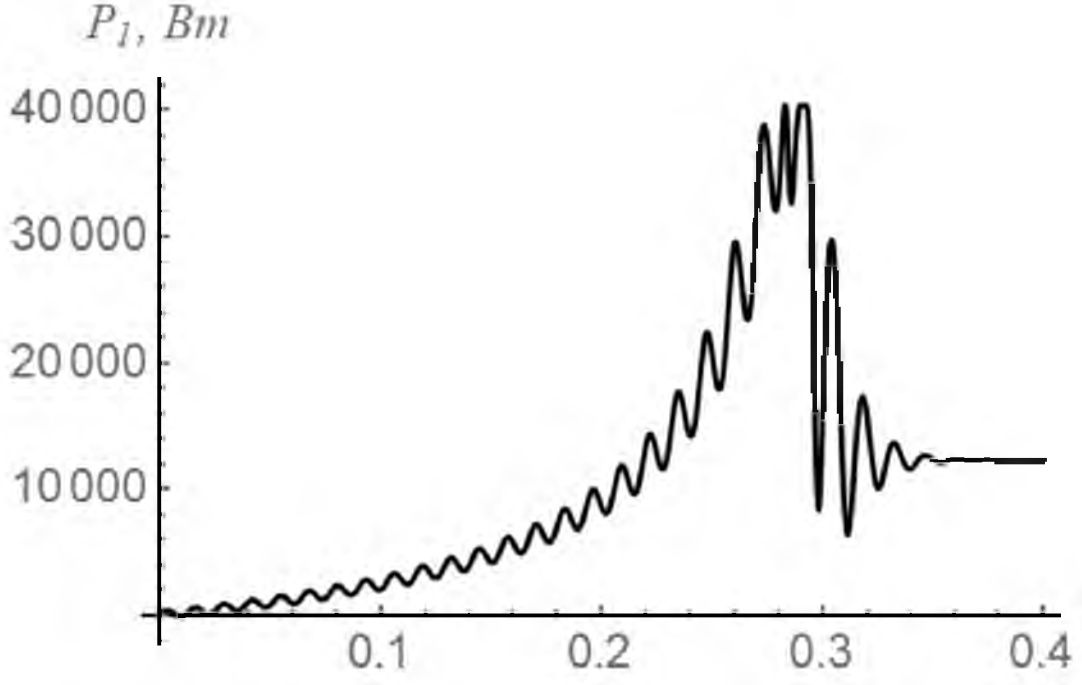

Рис. 3.12. Потужність на валу електродвигуна

В результаті проведених розрахунків побудовані графічні залежності кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик стрічкового конвеєру(рис.3.5 – 3.12), а також визначені їхні максимальні та середні значення (табл.3.1, табл.3.2).

Таблиця 3.1 – МАКСИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК

Величина	Значення
Коефіцієнт динамічності муфти	6,12
Перевантаження двигуна за потужністю	2,69
Максимальна кутова деформація муфти, град	3,51
Перевантаження двигуна за крутним моментом	1,39
Максимальне прискорення першої півмуфти	6882 рад/с^2
Максимальне прискорення другої півмуфти	5655 рад/с^2

Проаналізуємо динаміку роботи пружної муфти. Як видно із табл. 3.1., її коефіцієнт динамічності складає 6,12. Це означає, що максимальна деформація на етапі пуску, при коливаннях, в стільки разів більша за деформацію в усталеному режимі роботи.

Таблиця 3.2

СЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК

Значення середнього крутного моменту у муфті	162,6 Н*м
Значення середньої потужності двигуна	14 128 Вт
Значення середньої деформації муфти	1,07 град
Значення середнього крутного моменту на валу двигуна	147,2 Н*м
Значення середнього прискорення першої півмуфти	1817 рад/с^2
Значення середнього прискорення другої півмуфти	1534 рад/с^2

По результатах моделювання видно, що значення середньої потужності електродвигуна не перевищує номінальної, але максимальна потужність складає 40374 Вт, що перевищує номінальну в 2,69 рази, але стрибок відбувається в короткий проміжок часу, долі секунди.

Перевантаження електродвигуна за крутним моментом становить 1,39, що менше допустимого значення в 2,2, це означає, що електродвигун нормально витримає такий режим роботи.

ВИСНОВОК

Динамічний аналіз стрічкового конвеєра проводиться з метою визначення максимальних навантажень на ланки та характер їх руху в перехідних процесах (пуск). За результатами проведеної роботи, на графіках чітко видно коливальні процеси, які негативно впливають на надійність та довговічність конструкції та приводу конвеєра. Так значення крутних моментів та сил в ланках виходять за рівень при усталеній роботі конвеєра в декілька разів. Це необхідно

враховувати, і при необхідності повторно робити вибір вузлів для стрічкового конвеєра. Так само і передавальний механізм приводу конвеєрат, який здатен доволі сильно коливатися і розтягуватися.

Даний розрахунок може бути основою для впровадження систем плавного пуску чи механізмів, які будуть гасити коливання в найбільш навантажених вузлах.

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КОНВЕЄРА

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску конвеєра

З динамічного аналізу режиму руху стрічкового конвеєра при транспортуванні дрібних вантажів встановлено, що в приводному механізмі та тяговому органі (стрічці) виникають значні коливання кінематичних, силових та енергетичних характеристик. Амплітуда цих коливань є досить значною. Тут максимальні значення динамічних та енергетичних характеристик в декілька разів перевищують усталені значення. Враховуючи наведене, виникає потреба в значному зменшенні динамічних та енергетичних навантажень в приводному механізмі та тяговому органі стрічкового конвеєра. Ці навантаження приводять до руйнування елементів приводного механізму та тягового органу стрічкового конвеєра при транспортуванні дрібних вантажів.

Досягти зменшення динамічних навантажень в елементах стрічкового конвеєра можна шляхом вибору режиму пуску приводного механізму. Для зменшення динамічних навантажень і усунення коливань в елементах приводу та тягового органу стрічкового конвеєра запропоновано оптимізувати режим пуску приводного механізму на ділянці пуску, де виникають найбільші навантаження та коливання ланок зі значною амплітудою. Наявність коливань приводить до виникнення значних динамічних навантажень в елементах конструкції та приводу стрічкового конвеєра. Змінні динамічні навантаження досить негативно впливають на втомне руйнування елементів приводу та тягового органу стрічкового конвеєра, що знижує надійність його роботи.

Для оптимізації режиму пуску приводу стрічкового конвеєра треба обрати критерій оптимізації. Оскільки виникають значні динамічні навантаження в елементах конструкції стрічкового конвеєра, то критерій повинен відображати ці навантаження протягом процесу пуску тому за критерій оптимізації режиму пуску стрічкового конвеєра виберемо пружний момент приводного механізму протягом усієї ділянки пуску. Оскільки при оптимізації здійснюється порівняння режимів руху, то критерій повинен виражатись конкретним числом. Він повинен

виражатись у вигляді інтегралу за часом протягом всієї тривалості процесу пуску.

Враховуючи наведене, за критерій оптимізації режиму пуску стрічкового конвеєра візьмемо середньоквадратичне значення пружного моменту в приводі протягом процесу пуску, який має вигляд

$$M_{pc} = \left(\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1} M_p^2\, dt\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.1)$$

де t, t_1 – координата часу та тривалість пуску стрічкового конвеєра;

M_p – момент сили в пружному елементі приводу конвеєра.

Оскільки критерій відображає динамічні навантаження, які є небажаними для конвеєра, то він в процесі оптимізації режиму пуску повинен бути найменшим.

4.2. Оптимізація режиму пуску конвеєра

Для оптимізації режиму пуску стрічкового конвеєра побудуємо критерій оптимізації, який підлягає мінімізації за час пуску конвеєра. У вираз цього критерію повинен входити момент сили в пружному елементі приводу, тому знайдемо його. Для цього скористаємося наступною залежністю

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (4.2)$$

де c – коефіцієнт жорсткості пружного елементу приводу конвеєра; φ_1, φ_2 – кутові координати першої та другої зведених мас динамічної моделі конвеєра.

З другого рівняння системи рівнянь (3.7) знаходимо

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2) = J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (4.3)$$

де J_{p2} - момент інерції другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра;

M_{p2} – зведений момент сил опору при переміщенні стрічки з картоплею.

Знайдемо підінтегральний вираз критерію (4.1) з урахуванням залежності (4.3), після чого маємо

$$f=(J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2})^2. \quad (4.4)$$

Умовою мінімуму критерію (4.1) з урахуванням виразу (4.4) є рівняння Пуассона, які мають вигляд

$$\partial f\partial\varphi 2 - ddt\cdot\partial f\partial\varphi 2 + d2dt2\cdot\partial f\partial\varphi 2 + d3dt3\cdot\partial f\partial\varphi 2 + d4dt4\cdot\partial f\partial\varphi 2IV = 0.$$

В результаті підстановки в рівняння Пуассона виразу (4.4) отримаємо умову мінімуму критерію (4.1), який відображає динамічні процеси в приводі конвеєра. Ця умова має вигляд

$$2J_{p2}^2\dddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.5)$$

Умова (4.5) справедлива тоді, коли $\dddot{\varphi}_2 = 0$, оскільки інші складові не можуть дорівнювати нулю. В результаті послідовного інтегрування рівняння (4.5) отримаємо залежності координати другої зведеної маси динамічної моделі та її похідні за часом:

$$\ddot{\varphi}_2 = C_1;$$

$$\dot{\varphi}_2 = C_1 t + C_2;$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \quad (4.6)$$

$$\varphi_2 = \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4.$$

Тут C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні, що знаходяться з крайових умов руху стрічкового конвеєра:

$$t=0:\ \varphi_2 = 0; \dot{\varphi}_2 = 0;\ t = t_1: \dot{\varphi}_2 = \omega; \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.7)$$

В (4.7) ω – усталена кутова швидкість приводного барабана конвеєра.

З крайових умов (4.7) для виразів (4.6) знайдемо постійні інтегрування, які приймають такі значення:

$$C_1 = -\frac{2\omega}{t_1^2};\ C_2 = \frac{2\omega}{t_1};\ C_3 = 0;\ C_4 = 0. \quad (4.8)$$

В результаті підстановки виразів (4.8) в рівняння (4.6) знайдемо характеристики оптимального динамічного режиму пуску стрічкового конвеєра, які забезпечують бажану зміну пружного моменту в приводі стрічкового конвеєра. При якому відсутні коливання та динамічні навантаження в приводі та тяговому органі конвеєра.

З другого рівняння системи (3.7) виразимо координату першої зведеної маси динамічної моделі стрічкового конвеєра, що відображає привод

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c}\ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}. \quad (4.9)$$

Двічі продиференціювавши за часом вираз (4.9), знайдемо швидкість та прискорення обертання першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра:

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c}\dddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}; \quad (4.10)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c}. \quad (4.11)$$

Тепер можемо визначити пружний момент в приводному механізмі та рушійний момент приводу стрічкового конвеєра, які мають вигляд:

$$M_p = J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2}; \quad (4.12)$$

$$M_d = J_{p1}\ddot{\varphi}_1 + J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (4.13)$$

Тут J_{p1}, J_{p2} – моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі стрічкового конвеєра, які відображають привод і тяговий орган з картоплею стрічкового конвеєра; M_{p2} – зведений до приводного барабана момент сил опору стрічки з вантажем; ω – кутова швидкість усталеного руху приводного барабана конвеєра;

t_1 – тривалість пуску приводу стрічкового конвеєра.

Виразимо потужності на приводному барабані стрічкового конвеєра

$$P_d = M_d\dot{\varphi}_1.$$

4.3. Результатиоптимізації режиму пуску конвеєра

Врезультатіпроведенихрозрахунківматематичноїмоделістрічковогоконвеєра при оптимальному режимі руху побудовані графічні залежності

кінематичних, силових та енергетичних характеристик процесу пуску, які представлені на рис.4.1…, рис. 4.4.

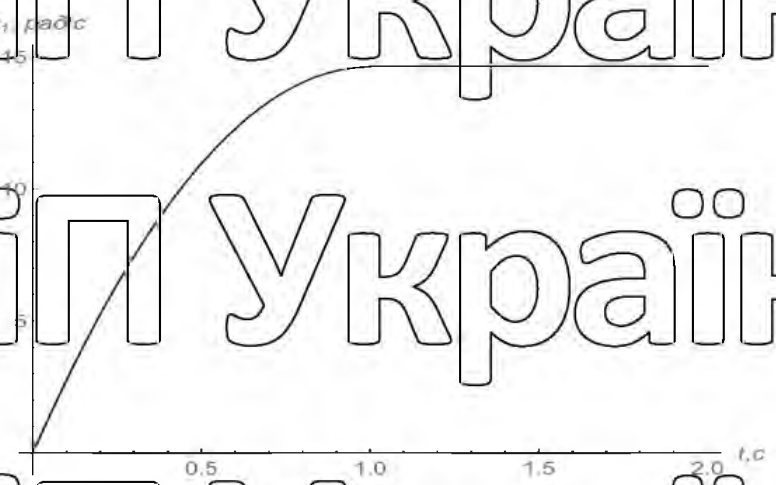

Рисунок 4.1-Графіккутовоїшвидкостіпершоїзведеноїмасиконвеєра

Рисунок 4.2- Графік кутової швидкості другої зведеної маси конвеєра

Рисунок 4.3-Графікприскоренняпершоїзведеноїмасиконвеєра

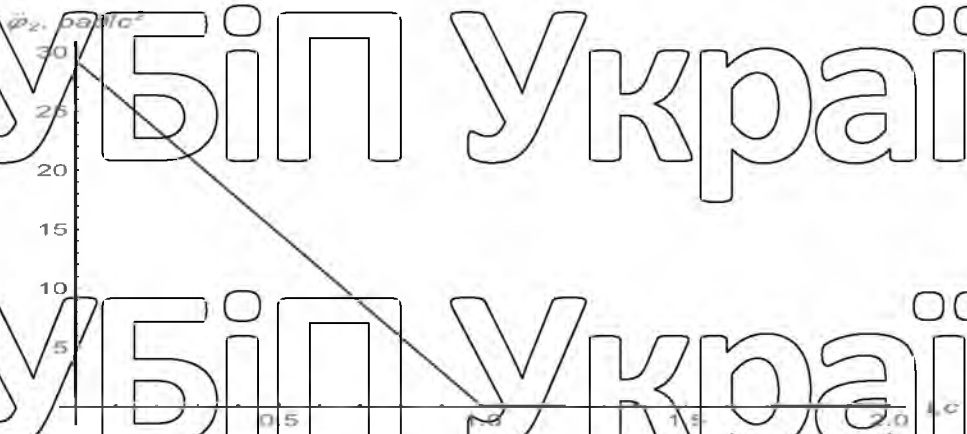

Рисунок 4.4-Графікприскореннядругоїзведеноїмасиконвеєра

З наведених графічних залежностей кінематичних, силових та енергетичних характеристик оптимального динамічного режиму пуску видно, що при цьому режимі відсутні коливання ланок стрічкового конвеєра. Це приводить до мінімізації динамічних навантажень елементів конвеєра.

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

In[1]:=
```
(* 1. Введення параметрів *)
Pnom = 4 * 1000; (*ном. потужність двигуна*)
nnom = 140; (*ном. швидкість*)
n0 = 150; (* швидкість ідеального холостого ходу*)
snom = (n0 - nnom) / n0; (* ном. ковзання двигуна*)
ωnom = (nnom * π) / 30; (*ном. кутова швидкість*)
ω0 = (n0 * π) / 30; (*кутова швидкість ідеального холостого ходу*)
Mnom = Pnom / ωnom; (*ном. крутний момент двигуна*)
λ = 2.8;(*перевантажувальна здатність двигуна*)
skr = snom * (λ + Sqrt[λ^2 - 1]); (*критичне ковзання двигуна*)
Mmax = λ * Mnom; (* максимальний крутний момент двигуна*)
u = 3.3; (*передаточне число редуктора*)
η = 0.92; (*загальний ККД приводу*)
m = 110;
m2 = m / 4; (*маса вантажу*)
J0 = 0.25;
J1 = 0.002;(*момент інерції двигуна*)
```

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

```
J2 = 0.152; (*момент інерції *)
J3 = 2.44; (*момент інерції *)
J4 = 0.44; (*момент інерції*)
J5 = 0.44;
J6 = 18.47;
D1 = 168; (*Діаметр ведучої зірочки*)
D2 = 591; (*Діаметр веденої зірочки*)
Mmax = 764.4;
Mп2 = 506.6;
```

```
Jп1 = (J0 + J1 + J2) * u^2;
```

```
Jп2 = J4 + J5 + J6;
```

$$\Delta\phi = \frac{3 * \pi}{180};$$

$$c = \frac{Mп2}{\Delta\phi};$$ (*зведена жорсткість*)

```
g = 9.8; (*прискорення вільного падіння*)
```

НУБіП України
НУБіП України

```
(*3. Моделювання*)
T = 2;
ωdv = ϕ1'[t];
s = (ω0 - ωdv)/ω0;

sol = NDSolve[{Mп1 == c * (ϕ1[t] - ϕ2[t]) + Jп1 * ϕ1''[t], c * (ϕ1[t] - ϕ2[t]) == Jп2 * ϕ2''[t] + Mп2,
      (численно решить ДУ
   ϕ1[0] == 0, ϕ2[0] == 0, ϕ1'[0] == 0, ϕ2'[0] == 0}, {ϕ1, ϕ2}, {t, 0, T}]
```

In[31]:

```
(* 2. Побудова МХ двигуна *)
Mп1 = (2 * Mmax * u * η)/(s/skr + skr/s);

Plot[Mп1, {s, 1, 0}, PlotStyle → {Black, Thickness[0.005]}, ImageSize → 300, AxesStyle → FontSize → 12,
 (график функции  (стиль графика  (черный  (толщина  (размер изображения  (стиль осей  (размер шрифта
 AxesLabel → {Text[Style["s", FontSize → 13, Italic]], Text[Style["M_дв, Нм", FontSize → 13, Italic]]},
 (обозначения н  текст  стиль  (размер шрифта  (курсив  (размер шрифта  курсив
 AxesOrigin → {0, 0}, PlotRange → All, AspectRatio → 1]
 (точка пересечения осей  отображаемы  (всё  (аспектное отношение
```

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

```
J2 = 0.152; (*момент інерції *)
J3 = 2.44; (*момент інерції *)
J4 = 0.44; (*момент інерції*)
J5 = 0.44;
J6 = 18.47;
D1 = 168; (*Діаметр ведучої зірочки*)
D2 = 591; (*Діаметр веденої зірочки*)
Mmax = 764.4;
Mп2 = 506.6;
```

```
Jп1 = (J0 + J1 + J2) * u^2;
```

```
Jп2 = J4 + J5 + J6;
```

$$\Delta\phi = \frac{3 * \pi}{180};$$

$$c = \frac{Mп2}{\Delta\phi};$$ (*зведена жорсткість*)

```
g = 9.8; (*прискорення вільного падіння*)
```

НУБіП України
НУБіП України

```
(*3. Моделювання*)
T = 2;
ωdv = ϕ1'[t];
s = (ω0 - ωdv)/ω0;

sol = NDSolve[{Mп1 == c * (ϕ1[t] - ϕ2[t]) + Jп1 * ϕ1''[t], c * (ϕ1[t] - ϕ2[t]) == Jп2 * ϕ2''[t] + Mп2,
      (численно решить ДУ
   ϕ1[0] == 0, ϕ2[0] == 0, ϕ1'[0] == 0, ϕ2'[0] == 0}, {ϕ1, ϕ2}, {t, 0, T}]
```

In[31]:

```
(* 2. Побудова МХ двигуна *)
Mп1 = (2 * Mmax * u * η)/(s/skr + skr/s);

Plot[Mп1, {s, 1, 0}, PlotStyle → {Black, Thickness[0.005]}, ImageSize → 300, AxesStyle → FontSize → 12,
 (график функции  (стиль графика  (черный  (толщина  (размер изображения  (стиль осей  (размер шрифта
 AxesLabel → {Text[Style["s", FontSize → 13, Italic]], Text[Style["M_дв, Нм", FontSize → 13, Italic]]},
 (обозначения н  текст  стиль  (размер шрифта  (курсив  (размер шрифта  курсив
 AxesOrigin → {0, 0}, PlotRange → All, AspectRatio → 1]
 (точка пересечения осей  отображаемы  (всё  (аспектное отношение
```

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Стрічкові конвеєри є одним з найпоширеніших видів промислового транспорту. Вони застосовуються для переміщення насипних і штучних вантажів в горизонтальному й похилому напрямках. Стрічкові конвеєри набули широкого поширення в ливарних цехах і на будівельних підприємствах, у гірничодобувній галузі, а також на електростанціях, у зернових сховищах та ін. Вони входять як складові частини у технологічні лінії, в різні механізовані і автоматизовані комплекси. Конструкції і технічні параметри стрічкових конвеєрів досить різноманітні.

Стрічкові конвеєри можна поділити на такі групи:

загального призначення, що застосовуються у звичайних умовах і в основному як загальнозаводський транспорт;

спеціальні, що застосовуються в особливих умовах, як приклад для підземних і відкритих гірничих робіт;

магістральні великої потужності, що застосовуються для обслуговування великих вантажопотоків вугілля, руди, і т. п. з переміщенням на порівняно великі відстані.

Вимоги безпеки на конвеєрному транспорті зазначені в багатьох нормативних документах, зокрема в «Правилах охорони праці під час розробки родовищ корисних копалин відкритим способом» (НПАОП 0.00-1.24-10), «Правилах охорони праці під час експлуатації об'єктів циклічно-потокової технології відкритих гірничих робіт», та ін.

Для забезпечення безпеки та захисту здоров'я працівників **роботодавець має вживати заходів для того, щоб:**

проектування, спорудження, оснащення, введення в експлуатацію, експлуатація та обслуговування робочих зон здійснювалися таким чином, щоб працівники могли виконувати покладену на них роботу без загрози їх безпеці та здоров'ю;

виконання робіт у робочих зонах здійснювалося під наглядом відповідальної особи;

НУБіП України

виконання робіт, пов'язаних із специфічними ризиками, доручалося лише кваліфікованим працівникам і здійснювалося відповідно до наданих інструкцій;

інструкції з питань безпечного ведення робіт були зрозумілими для всіх працівників;

були наявні відповідні засоби для надання першої допомоги;

регулярно здійснювалися інструктажі з питань безпечного виконання робіт та охорони праці.

Будівельні конструкції галерей та естакад необхідно виконувати з неспалимих матеріалів. На привідних станціях і перевантажувальних пунктах, а також по довжині конвеєра повинні бути встановлені засоби автоматичного пожежогасіння і автоматичної пожежної сигналізації.

На підприємстві повинен бути затверджений перелік працівників, які здійснюють контроль за технічним станом і безпечною експлуатацією конвеєрного транспорту. Приміщення машиністів конвеєра комплектують таблицею передпускової сигналізації із зазначенням кількості та тривалості звукових сигналів, комплектом інструкцій з охорони праці, технологічних інструкцій, інструкції з пожежної безпеки.

Стрічкові конвеєри (конвеєрні лінії) повинні бути обладнані аварійними пристроями, що забезпечують відключення приводу конвеєра з будь-якої точки по довжині зі сторони основних проходів та в місцях їх обслуговування.

Усі конвеєри обладнують світловою та звуковою сигналізацією, що діє по всій довжині конвеєра з достатнім рівнем звуку та світловими покажчиками, помітними в будь-якій точці конвеєра. Стрічкові конвеєри обладнують сигналізацією про початок запуску; пристроями, що блокують і унеможливлюють дистанційний пуск після спрацювання захисту конвеєра; засобами, що зменшують пилоутворення і надходження пилу в повітря робочої зони; пристроєм, що вимикає конвеєр у разі зупинки стрічки при ввімкненому приводі; пристроями, що запобігають боковому сходу стрічки, і датчиками від бокового сходу стрічки, що вимикають привід конвеєра у разі сходу стрічки

більше ніж на 10% її ширини; місцевим блокуванням, що запобігає пуску конвеєра з пульта керування.

Вантажі натяжних пристроїв конвеєрів розташовують так, щоб у випадку розриву стрічки або канатів виключалась можливість падіння вантажу на людей або обладнання.

Огородження, засоби блокування та сигналізація (передпускова), якими обладнують конвеєри, виготовляють і монтують на конвеєрах у суворій відповідності до проектного рішення. Кінцеві вимикачі монтують вздовж рами конвеєра на відстані не більше 50 метрів один від одного.

На стрічкових конвеєрах передбачають пристрої, які відключають привід при обриві та пробуксовці стрічки, обриві канатів натяжних пристроїв та забутовці розвантажувальних воронок або жолобів, а також пристроїв, що запобігають зміщенню стрічки з барабанів та роликоопор.

Привідні та відхиляючі барабани, натяжні пристрої (візки натяжні, натяжки вертикальні, лебідки, траверси вантажні, вантажі, канати, блоки), ремінні та інші передачі, муфти, до яких можливий доступ обслуговуючого персоналу та осіб, працюючих поблизу, огороджують. На огородженнях головних та хвостових барабанів встановлюють блокуючі пристрої, що забезпечують відключення двигуна конвеєра при зніманні огородження.

Захисні огородження обладнують пристроями для надійного утримання в зачиненому (працюючому) стані. Демонтаж або переміщення огорожі в разі необхідності ремонту обладнання здійснюють за допомогою спеціального інструмента після зупинки конвеєра. Секції огородження робочої та холостої гілки конвеєра блокують з тросом аварійної зупинки конвеєрів.

Стрічкові конвеєри, у яких осі привідних, натяжних та відхиляючих барабанів привідних станцій, а також машини та обладнання дробарних та грохотильно-дробарних пунктів, що знаходяться вище 1,5 м від рівня підлоги (землі), облаштовують площадками для їх обслуговування.

НУБіП України

У місцях завантаження конвеєрів влаштовують запобіжні борти, а по лінійній частині конвеєра, де можливе скачування з робочої гілки матеріалу, що транспортується, — фартухи.

При розміщенні конвеєрів над проходами для людей та обладнанням під нижньою гілкою стрічки встановлюють суцільні навіси, які виступають за габарити конвеєрів не менше ніж на 0,8 м. Ширина проходу повинна становити не менше 0,8 м.

Конструкцією конвеєра необхідно передбачити легкий і безпечний доступ до устаткування, елементів, блоків і контрольних засобів, які потребують періодичних перевірок, обслуговування, ремонтів, монтажу та демонтажу. У темну пору доби всі робочі місця та проходи повинні бути освітлені. Затемнені місця галерей повинні обов'язково освітлюватися і в денну пору.

Не дозволяється перебування персоналу в проходах для проведення монтажу і ремонту під час роботи конвеєра!

Усі частини, що обертаються (ремінні та інші передачі, муфти), приводні, натяжні, відхиляючі та кінцеві станції стрічкових конвеєрів необхідно огороджувати. Огородження необхідно зблокувати з приводним двигуном конвеєра так, щоб виключалась можливість пуску його в роботу, якщо знято огородження. З боку основного проходу для працівників по всій довжині робочої і холостої ланок стрічки їх необхідно огороджувати суцільним нерозʼємним, не зблокованим з приводом конвеєра огородженням. З боку монтажного проходу ролики робочої і холостої ланок конвеєра можуть не огороджуватися за умови обладнання входів у цю зону дверима, зблокованими з приводом конвеєра, що запобігають входу працівників у цю зону під час роботи конвеєра. Огородження можуть бути виготовлені із суцільного листового металу, сітки та інших міцних матеріалів. Розмір вічка сітки повинен бути не більше ніж 25х25 мм. Допускається огородження барабанів конвеєрів з розмірами вічка до 40х40 мм. Зубчаті та ланцюгові передачі необхідно огородити огородженням із суцільного матеріалу.

НУБіП України

Ремонтні роботи, ручне змащування і очищення конвеєра необхідно проводити тільки у разі, якщо конвеєр зупинено та заблоковано пусковий пристрій.

Прибирання матеріалу, що просипався, під стрічковими конвеєрами необхідно здійснювати механізованим способом (гідравлічне прибирання). Прибирання матеріалу вручну під головними, хвостовими і відхиляючими барабанами дозволяється тільки у разі, якщо конвеєр зупинено, електрична схема його розібрана, а на пускових пристроях вивішено плакати «Не вмикати! Працюють люди».

Робота на заштибованих конвеєрах не дозволяється. Справність пристроїв для очищення стрічки конвеєра від налиплого матеріалу повинна перевірятися щозмінно посадовою особою, в обов'язки якої покладено здійснення контролю за безпечним виконанням робіт.

Не дозволяється:

експлуатація конвеєрів у режимі ручного управління при відсутності машиніста;

перевозити працівників на не обладнаних для цього конвеєрах;

транспортувати обладнання на стрічці;

підсипати на приводний барабан каніфоль або інші матеріали для усунення пробуксовування стрічки;

спрямовувати рукою стрічку, що рухається;

проводити ручне прибирання з-під конвеєрів матеріалу, що просипався, під час їх роботи.

Майстер або обслуговуючий персонал повинен оглядати конвеєри та пристрої, а також перевіряти апаратуру управління кожну зміну, електромеханік ділянки — кожну добу.

Високопродуктивна робота сучасного підприємства неможлива без правильно організованих і надійно працюючих засобів промислового транспорту. Транспортувальні машини безперервного транспорту є надзвичайно важливими і відповідальними ланками обладнання сучасного підприємства, від

НУБіП України

дії яких багато в чому залежить успіх його роботи, а безпечна праця — запорука збереження життя і здоров'я. Тому закликаємо не нехтувати правилами та дбати про свою безпеку і безпеку оточуючих!

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Визначення нагнітальних витрат

Для розрахункова вартісті базової конструкції завантажувача:

$$С_{баз} = Ц_{оп}К_{б}, \quad (6.1)$$

де: $Ц_{оп}$ – оптова ціна конвеєра, $Ц_{оп}$ = 300000 грн.

$К_{б}$ = 1,12 – коефіцієнт, що дозволяє здійснити перехід від оптової вартості до середньої вартості.

$$С_{баз} = Ц_{оп}К_{б} = 300000 * 1,12 = 336000 \text{ грн.}$$

Середня вартість конвеєра після удосконалення:

$$С_{б_{мод}} = С_{баз} + С_{мод}, \quad (6.2)$$

де:

$С_{б. мод}$ – затрати на удосконалення, $С_{б. мод}$ = 15000 грн.

$$С_{б_{мод}} = С_{баз} + С_{мод} = 336000 + 15000 = 351000 \text{ грн.}$$

Визначення річної експлуатаційної продуктивності

Для визначення експлуатаційної продуктивності стрічкового конвеєра на основі технічної продуктивності при однакових умовах експлуатації скористаємось наступноюформулою:

Годинна експлуатаційна продуктивність:

$$П_{Г}^{Е} = П_{Г}^{Т}К_{Т}, \quad (6.3)$$

де:

$П_Г^Т$ – годинна технічна продуктивність, для базової конструкції:

$П_Г^Т$ =15 т/год.

Для удосконаленої конструкції конвеєра:

$П_Г^Т$ = 25т/год.

Кт – коефіцієнт переходу.

Продуктивність:

$$П_{Г_{баз}}^Е = П_Г^Т К_Т = 15 * 0{,}8 = 12\ \frac{т}{год};$$

$$П_{Г_{мод}}^Е = П_Г^Т К_Т = 25 * 0{,}8 = 20\ \frac{т}{год}.$$

Річна експлуатаційна продуктивність елеватора:

$$П_р^Е = П_Г^Е Т_{річне} К_в, \qquad (6.4)$$

де:

Кв = 0,82 – коефіцієнт використання часу зміни,

$Т_{річне}$ – річний дійсний фонд робочого часу конвеєра,

$Т_{річне}$ = 90 днів = 2160 год;

Для базової конструкції

$$П_р^Е = П_Г^Е Т_{річне} К_в = 12 * 2160 * 0{,}82 = 21254.4\ \frac{т}{год},$$

Для удосконаленої:

$$П_р^Е = П_Г^Е Т_{річне} К_в = 20 * 0{,}82 * 2160 = 35424 \frac{т}{год}.$$

Визначення річних витрат

Для визначення річних витрат поточних:

$$С_{річне} = С_{машин.-зм} - Н_{зм} \quad (6.5)$$

де:

$$С_{машин.-зм} = С_{ам} + С_{обсл} + С_{ен} + С_{то} \quad (6.6)$$

Нзм – кількість змін у році, Нзм = 270 змін.

$С_{ам}$ – змінні витрати амортизаційних відрахувань,

$С_{обсл}$ – змінні витрати на обслуговуючий персонал,

$С_{ен}$ – змінні енергетичні витрати,

$С_{то}$ – змінні витрати на ТО і ремонт.

Змінні витрати амортизаційних відрахувань:

$$С_{ам} = \frac{А}{Н_{см}}, \quad (6.7)$$

А – амортизаційні відрахування на повне відновлення і капітальний ремонт завантажувача, грн..

$$А = \frac{С_б * а}{100}, \quad (6.8)$$

$С_б$ – середня вартість конвеєра.

$$C_{баз} = 336000 \text{ грн},$$

$$C_{б.мод} = 351000 \text{ грн}.$$

а – 12% норма амортизаційних відрахувань.

$$A = \frac{C_б * a}{100} = \frac{336000 * 12}{100} = 40320 \text{ грн},$$

$$A^I = \frac{C_б * a}{100} = \frac{351000 * 12}{100} = 42120 \text{ грн}.$$

$$C_{ам} = \frac{A}{H_{см}} = \frac{40320}{270} = 149.3 \frac{\text{грн}}{\text{маш} - \text{зм}},$$

$$C_{ам} = \frac{A}{H_{см}} = \frac{42120}{270} = 156 \frac{\text{грн}}{\text{маш} - \text{зм}}.$$

Змінні витрати на персонал:

$$C_{обсл} = N * З_{зм} * 1{,}25; \quad (6.9)$$

де:

N – кількість обслуговуючого персоналу,

$З_{зм}$ – заробітна плата працівника за зміну (грн).

$$З_{зм} = Т_{ст.4} * t_{см}, \quad (6.10)$$

де:

$Т_{ст.4}$ – годинна ставка оператора $Т_{ст.4} = 35 \frac{\text{грн}}{\text{год}}$.

$t_{см} = 8$ год – тривалість зміни.

$$З_{зм} = Т_{ст.4} * t_{см} = 35 * 8 = 280 \frac{грн}{маш - зм},$$

$$С_{обсл} = С_{обсл}{}' = N * З_{зм} * 1,25 = 1 * 280 * \frac{1}{10} = 28 \frac{грн}{маш - зм}.$$

Змінні енерговитрати:

$$С_{ЕН} = W_{ЕН} * S_i, \quad (6.11)$$

де:

$W_{ЕН}$ – енергоспоживання приводом конвеєра

S_i – вартість одного кіловата енергії. S_i = 1,67 грн.

$$W_{ен} = \frac{N_{ном} * t_З * К_{см} * К_в * К_{дм} * К_п}{\epsilon} \quad (6.12)$$

де:

$N_{ном}$ – номінальна потужність привода(4 кВт),

$К_в$ = 0,86 – коефіцієнт використання двигуна,

$К_{дм}$ = 0,4 – коефіцієнт використання потужності двигуна,

$К_п$ = 1,05 – коефіцієнт що враховує витрати енергії,

ϵ = 0,8 – ККД двигуна при завантаженні

НУБіП України

$$W_{ен} = \frac{N_{ном} * t_з * К_{см} * К_в * К_{дм} * К_п}{\epsilon} = \frac{4 * 8 * 3 * 0{,}86 * 0{,}4 * 1{,}05}{0{,}8} = 43.344 \frac{грн}{маш - зм},$$

$$С_{ЕН} = W_{ЕН} * S_i = 43.344 * 1{,}67 = 72.384 \frac{грн}{маш - зм},$$

$$С_{ЕН}{}' = W_{ЕН} * S_i = 43.5 * 1{,}67 = 72.645 \frac{грн}{маш - зм}.$$

Змінні витрати на ТО можна прийняти 13% від середньої вартості конвеєра:

$$С_{то} = \frac{С_б * 0{,}13}{Н_{см}}; \quad (6.13)$$

$$С_{то} = \frac{С_б * 0{,}13}{Н_{см}} = \frac{336000 * 0{,}13}{270} = 161.7 \frac{грн}{маш - зм};$$

$$С_{то}{}' = \frac{С_б * 0{,}13}{Н_{см}} = \frac{351000 * 0{,}13}{270} = 169 \frac{грн}{маш - зм};$$

$$С_{маш.зм} = 149.3 + 8 + 72.384 + 161.7 = 391.384 \frac{грн}{маш - зм};$$

$$С_{маш.зм}{}' = 156 + 8 + 72.645 + 169 = 405{,}645 \frac{грн}{маш - зм};$$

$$С_{рік} = 391.384 * 3 = 1174.152 \text{ грн};$$

$$С_{рік}{}' = 405{,}645 * 3 = 1216.935 \text{ грн}.$$

Визначення основних показників економічності та капіталовкладення

Питомі капіталовкладення на 1000 т вантажу, який транспортується, визначається із врахування розрахункової вартості машини і її річної продуктивності.

$$К_у = \frac{1000 * С_б}{П^E_{річн}}; \quad (6.14)$$

$$К_у = \frac{1000 * С_б}{П^E_{річн}} = \frac{1000 * 336000}{21254.4} = 15808.49 \frac{грн}{1000 т};$$

$$К_у' = \frac{1000 * С_б}{П^E_{річн}} = \frac{1000 * 351000}{35424} = 9908.53 \frac{грн}{1000 т}.$$

Питомі поточні витрати на транспортування 1000 т вантажу базової та удосконаленої конструкції:

$$S_у = \frac{1000 * С_{річне}}{С^E_{річне}}; \quad (6.15)$$

$$S_у = \frac{1000 * С_{річне}}{С^E_{річне}} = \frac{1000 * 1174.152}{21254.4} = 55.24 \frac{грн}{1000 т};$$

$$S_у' = \frac{1000 * С_{річне}}{С^E_{річне}} = \frac{1000 * 1216.935}{35424} = 34.35 \frac{грн}{1000 т}.$$

Питомі затрати на 1000 т завантаженого вантажу:

$$З_{пр} = S_у + Е_н + К_у'; \quad (6.16)$$

$Е_н = 0,15$ – нормальний коефіцієнт економічної ефективності:

$$З_{пр} = 55.24 + 0,15 + 15808.49 = 15863.88 \frac{грн}{1000 т};$$

$$З_{пр} = 34.35 + 0,15 + 9908.53 = 9943.03 \frac{грн}{1000 т}.$$

Річний економічний ефект на один конвеєр:

$$E_р = (З_{пр} - З_{пр}{}') * \frac{П^{E}_{річне}}{1000}; \quad (6.17)$$

$$E_р = (15863.88 - 9943.03) * \frac{35424}{1000} = 209740.19 \frac{грн}{рік}.$$

Термін окупності додаткових вкладень:

$$Т_{ок} = \frac{К_у - К_у}{S_у - S_у}; \quad (6.18)$$

$$Т_{ок} = \frac{К_у - К_у}{S_у - S_у} = \frac{15808.49 - 9908.53}{55.24 - 34.35} = \frac{5899.96}{20.89} = 282 днів = 0{,}79 року.$$

Результати розрахунків заносимо до таблиці. 4.1

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

Таблиця 6.1

Техніко-економічні показники.

Показники	Одиниці виміру	Машини	
		Базова	Удосконалена
Середня вартість конвеєра	грн	336000	351000
Експлуатаційна продуктивність машини: Годинна	т/год	15	25
Річний економічний ефект	Грн./рік		209740.19
Питомі капіталовкладення	Грн./1000т	15808.49	9908.53
Термін окупності додаткових вкладень	Рік		0.79

НУБіП України
НУБіП України

ВИСНОВОК

В процесі виконання кваліфікаційної магістерської роботи було виконано технологічний розрахунок стрічкового конвеєра для транспортування картоплі. Було розглянуто технологічну схему виготовлення чіпсів відповідно до якої встановлено вихідні дані для розробки конструкції стрічкового конвеєра.

На базі грунтовного аналізу існуючих конструкцій стрічкових конвеєрів розроблено морфологічні таблиці конструкцій стрічкового конвеєра та його приводного механізму. На основі розроблених морфологічних таблиць запропоновано конструкцію стрічкового когвеєра та його приводного механізму. Привод сторічкового конвеєра складається з мотор-редуктора та ланцюгової передачі. Проведено розрахунки на міцність елементів стрічкового конвеєра.

Проведено динамічний аналіз руху стрічкового конвеєра. Для прведення аналізу розроблено динамічну та математичну моделі стрічкового конвеєра. Розрахунок математичної моделі дав можливість визначити кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики, яккі змінюютьсч зі значними коливаннями, які збільшують динамічні навантаження. Для усунення коливань і зменшення динамічних навантажень здійснено оптимізацію режиму руху приводного механізму.

Розроблено заходи з охорони праці при роботі стрічкового конвеєрау .

В результаті розробки констрікції стрічкового конвеєра було отримано річний економічний ефект у розмірі 209740 грн.

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Барабан Н. П. Расчет ленточных транспортеров: методичні вказівки [для студентів інженерних спеціальностей] / Н. П. Барабан, В. С. Диденко. – Київ: Гортипографія Киево – святошинського району, 1982. – 32с.
2. Корнеев Г. В., Пивоваров Е. Б.Підйомно-транспортні машини безперервної дії, застосовувані в сільському господарстві.-К.: Урожай, 1968.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. - М.: Машиностроение, 1979. -1,2, 3 т.т
4. Ярошенко В.Ф. Обґрунтування вибору електродвигуна та визначення вихідних даних для розрахунку передач привода. - К.: НАУ, 1997.
5. ЛовейкінВ.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. Посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 185 с.
6. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. Пособие /В.С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
7. ЦехновичЛ.И., Петриченко И.П. Атлас конструкцийредукторов. – Учеб. пособие для вузов. Киев: «Вища школа». Головное узд-во, 1979.-128 с. – 31302 2702000000
8. Коруняк П., Баранович С., Ковальчук Т. Шляхи вдосконалення конструкцій стрічкових конвеєрів. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2014. № 18. С. 245–250.
9. Коруняк П. С., Малащенко В. О. Спосіб регулювання форми поперечного перерізу стрічки стрічкового конвеєру. Підйомно-транспортна техніка. 2015. № 1. С. 48–51.
10. Пасіка В. Р., Малащенко В. О., Коруняк П. С. Проектування стрічкових конвеєрів з розширеними функціональними можливоетями. Матеріали XIV Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків, 23-24 трав. 2019 р. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2019. С. 65–67.
11. Пасіка В. Р., Малащенко В. О., Коруняк П. С. Пропозиції до проектування стрічкових конвеєрів з розширеними функціональними можливостями. Підйомно-транспортна техніка. 2020. № 1. С. 61–66.

НУБіП України

12. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин: підручник / В. С. Бондарєв та ін. Київ: Вища шк., 2009. 734 с.
13. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины: учеб. пособие для машиностроительных вузов. 3-е изд., перераб. Москва: Машиностроение, 1983. 487 с.
14. Стрічковий конвеєр пат. 95317 Україна: МПК B65G 17/00, опубл. 25.12.2014, Бюл. № 24.
15. Стрічковий транспортер для насипних вантажів: пат. 56890 Україна: МПК B65G 25/00; опубл. 25.01.11, Бюл. № 2.
16. Курсове проектування деталей машин. Навчальний посібник. С.І. Пастушенко, О.В. Гольдшмідт, В.Ф. Ярошенко, - К., Видавництво "Аграрна освіта", 2003.-291с., іл..
17. Wöhlbier, R. H. (2000). Belt Conveyor Technology. Німеччина: Trans Tech Publications.
18. Subba Rao, D. (2020). The Belt Conveyor: A Concise Basic Course. Нідерланди: CRC Press.
19. Skocir, T. (2018). Mechanical Conveyors: Selection and Operation. Велика Британія: CRC Press.
20. McGuire, P. M. (2009). Conveyors: Application, Selection, and Integration. Велика Британія: CRC Press.
21. Bostan, Adelina, Mihaela Dorica Stroia, and Cornel Haţiegan. "Solution for Synchronizing two Belt Conveyers using Motors with different Speeds Drive." *International conference KNOWLEDGE-BASED ORGANIZATION* 27, no. 3 (June 1, 2021): 1–6. http://dx.doi.org/10.2478/kbo-2021-0081.
22. Andrejiová, Miriam, Anna Grinčová, and Anna Pavlisková. "Mathematical Model for Determining the Lifetime of Conveyor Belts Depending on some Selected Parameters." *Applied Mechanics and Materials* 683 (October 2014): 147–52.

23. Zolkin, Denis, and Vadim Petrov. "Computer model of electric drive of 1L100K conveying unit." *E3S Web of Conferences* 134 (2019): 01012. http://dx.doi.org/10.1051/e3sconf/201913401012.

НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України
НУБіП України

НУБіП України

НУБіП України

НУБіП України

НУБіП України

НУБіП України

НУБіП України

НУБіП України