

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет _____ **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ** _____

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету

_____ конструювання та дизайну _____
(назва факультету)

_____ Іван РОГОВСЬКИЙ _____
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2026 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

_____ конструювання машин і обладнання _____
(назва кафедри)

_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН _____
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ПРИ
ТРАНСПОРТУВАННІ ЗЕРНА**

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____
(код і назва)

Освітня програма _____ Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва _____
(назва)

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

Гарант освітньої програми

_____ д.т.н, професор _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ д.т.н, професор _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(ПІБ)

_____ к.т.н., доцент _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Анастасія Петрівна ЛЯШКО
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Антон Вячеславович МАТЮШЕНКО
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет _____ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН

(науковий ступінь, (підпис) (ПІБ)

вчене звання)

“17” грудня 2024 року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

_____ **Матюшенка Антона Вячеславовича** _____

(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 РУХУ
СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ЗЕРНА**

затверджена наказом ректора НУБіП України від “16” грудня 2024 р. № 2268 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____ **2026.05.01** _____

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема застосування
скребкового конвеєра для транспортування зерна, продуктивність, фізико-механічні
властивості зернового матеріалу, параметри транспортного тракту, умови експлуатації.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій скребкових конвеєрів для транспортування зерно.
2. Виконати розрахунок конструктивних параметрів скребкового конвеєра для транспортування зернових матеріалів.
3. Провести динамічний аналіз руху скребкового конвеєра з урахуванням навантаження та режимів роботи.
4. Оптимізувати режим руху скребкового конвеєра з метою підвищення продуктивності, зменшення втрат зерна та енерговитрат.
5. Розробити заходи з охорони праці.
6. Виконати розрахунок економічної ефективності.

Дата видачі завдання “17 грудня 2024 р.

**Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи**

_____ Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ Анастасія Петрівна ЛЯШКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

_____ Антон Вячеславович МАТЮШЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота викладена на 85 сторінках друкованого тексту. Робота містить 22 ілюстрації, 5 таблиць, 1 додаток. Список використаних джерел налічує 57 найменувань.

Метою роботи є підвищення ефективності функціонування конвеєрного обладнання шляхом оптимізації динамічних характеристик та режимів руху приводу, що забезпечує зниження динамічних навантажень та покращення збереженості зернового матеріалу.

Стислий виклад основного змісту за розділами:

У першому розділі проаналізовано сучасний стан досліджень динаміки конвеєрного обладнання, визначено вплив параметрів руху на травмування зерна.

У другому розділі здійснено технічний розрахунок основних параметрів конвеєра, обрано елементи приводу та проведено розрахунок валів на міцність і жорсткість.

У третьому розділі побудовано динамічну та математичну моделі конвеєра, проведено аналіз його кінематичних та силових характеристик під час пуску.

У четвертому розділі розв'язано задачу оптимізації режиму пуску конвеєра, обґрунтовано вибір критерію оптимізації та отримано оптимальний закон зміни швидкості.

У п'ятому розділі розглянуто питання охорони праці, зокрема безпеку під час експлуатації в умовах концентрації пилу та заходи щодо зниження вібрацій.

У шостому розділі обґрунтовано економічну доцільність впровадження розроблених рішень, проведено розрахунок капітальних вкладень та терміну окупності.

Ключові слова: скребковий конвеєр, травмування зерна, частотне регулювання, тяговий орган, динамічні навантаження, енергоефективність.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ЗМІСТ	6
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	10
1.1. Сучасний стан та світові тенденції досліджень процесів транспортування зернових вантажів	10
1.2. Аналіз динаміки руху тягового органу в робочому середовищі	11
1.3. Коливальні процеси та резонансні явища в гнучких елементах	12
1.4. Режими пуску та гальмування: перехідні процеси та динамічні навантаження	13
1.5. Багатомасові моделі в динамічному аналізі скребкових систем	14
1.6. Вплив режимів руху на якість зерна та механізми травмування	15
1.7. Методи оптимізації кінематичних та динамічних параметрів	16
1.8. Енергоефективність та стратегії керування електроприводом	17
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА І РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА	19
2.1. Розрахунок скребкового конвеєра	19
2.2. Кінематичний розрахунок приводу скребкового конвеєра	30
2.3. Розрахунок відкритої ланцюгової передачі	34
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА	41
3.1. Загальні положення моделювання скребкових конвеєрів	41
3.2. Побудова динамічної моделі скребкового конвеєра	43
3.3. Побудова математичної моделі скребкового конвеєра	47
3.4. Динамічний аналіз режиму руху скребкового конвеєра	49

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА	55
4.1. Вибір критерію оптимізації режиму руху скребкового конвеєра	55
4.2. Визначення оптимального режиму руху скребкового конвеєра	56
4.3. Результати оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра	59
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ	64
5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при транспортуванні зерна	64
5.2. Небезпеки при роботі приводу, ланцюгового механізму та скребкового органу	66
5.3. Заходи безпеки під час експлуатації скребкового конвеєра	67
5.4. Електробезпека та пожежна безпека	68
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	70
6.1. Розрахунок капітальних вкладень	70
6.2. Визначення річної економії від експлуатації	70
6.3. Показники ефективності	71
ВИСНОВКИ	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	74
ДОДАТКИ	84

ВСТУП

Скребкові конвеєри широко застосовуються в різних галузях виробництва і, зокрема в сільськогосподарському виробництві. Вони використовуються для транспортування зерна, коренебульбоплодів, гною, силосної маси, комбікормів, сіна, соломи. Скребкові конвеєри також входять складовими механізмами сільськогосподарських машин.

В магістерській кваліфікаційній роботі встановлені напрямки удосконалення конструкцій скребкових конвеєрів, здійснено розрахунок скребкового конвеєра. В результаті проведеного кінематичного та енергетичного розрахунку приводу вибрані елементи передавального механізму та робочого органу.

Робота скребкового конвеєра характеризується значними коливальними процесами та динамічними навантаженнями в тяговому органі та інших елементах в процесі пуску і під зміни швидкості робочого органу. Через нестабільність швидкості руху тягового органу (ланцюгової передачі) у приводі конвеєра виникають значні циклічні навантаження ударної дії, які призводять до виходу з ладу елементів ланцюга та скребків.

З метою мінімізації коливань та дії динамічних навантажень в приводному механізмі та робочому органі скребкового конвеєра виникає необхідність в проведенні динамічних досліджень. Тому виникає потреба в побудові динамічної моделі скребкового конвеєра, яка б враховувала його інерційні, силові та пружні властивості складових елементів. На базі побудованої динамічної моделі створюється математична модель скребкового конвеєра, на основі якої може здійснюватися динамічний аналіз та оптимізація режиму пуску конвеєра.

Скребкові конвеєри мають переваги перед іншими видами конвеєрів через їхню універсальність, а їх основний недолік – це значна витрата енергії спрацювання скребків, та тягового органу при транспортуванні зернових та

інших матеріалів. Скребкові конвеєри є елементом сучасного автоматизованого виробництва при транспортуванні зерна, за допомогою яких здійснюється автоматизація значної кількості технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Сучасний стан та світові тенденції досліджень процесів транспортування зернових вантажів

Розвиток сучасного сільськогосподарського виробництва вимагає впровадження високопродуктивного обладнання, здатного забезпечити мінімальні втрати якості продукції при високій енергоефективності. Скребкові конвеєри (рис. 1.1), завдяки своїй здатності переміщувати вантаж у закритих жолобах під різними кутами нахилу, є дуже важливими складовими логістичних ланцюгів на елеваторах та переробних підприємствах [1].



Рис. 1.1. Скребковий конвеєр

Аналіз статей за темою магістерської кваліфікаційної роботи, свідчить про те, що ключовою проблемою залишається нелінійність взаємодії робочих органів із дисперсним середовищем. На сьогоднішній день, науковці розглядають зерно, як в'язко-пружне середовище, що активно впливає на динамічні характеристики конвеєра [5] Це вимагає використання складних математичних апаратів, що

включають диференціальні рівняння в частинних похідних та методи чисельного інтегрування [1].

Основними напрямками сучасних досліджень є:

1. Мінімізація динамічних навантажень під час пуску та зупинки, що є критичним для довговічності ланцюгів та канатів [6].
2. Зменшення механічного пошкодження зерна (травмування), яке прямо узгоджує з режимами швидкості та конструктивними параметрами скребків [8].
3. Впровадження інтелектуальних систем керування (мехатронних модулів), що адаптують швидкість руху до миттєвого навантаження [10].

Незважаючи на значні досягнення, залишається актуальною проблема стабілізації потоку при зміні фізико-механічних властивостей зерна (вологості, засміченості) у реальному часі. Більшість існуючих моделей все ще потребують підтвердження для специфічних умов експлуатації в умовах цифровізації сільського господарства [14].

1.2. Аналіз динаміки руху тягового органу в робочому середовищі

Динамічна поведінка скребкового конвеєра визначається складними взаємозв'язками між пружними елементами тягового органу (ланцюга або каната) та опором зернового середовища. Традиційно тяговий орган розглядався як жорстка лінка, проте для довгих конвеєрів та високих швидкостей такий підхід призводить до суттєвих похибок [1]. Сучасний динамічний аналіз базується на представленні робочого органу як одновимірного пружного тіла з розподіленими параметрами [1].

Особливе значення має врахування змінної погонної маси системи. Оскільки зерно заповнює міжскребковий простір нерівномірно, маса, що рухається, є функцією як просторової координати, так і часу [1]. Це створює умови для виникнення параметричних коливань, які можуть призвести до

нестабільності руху. Динаміка горизонтальних та вертикальних ділянок суттєво відрізняється: якщо на горизонтальних ділянках домінує сила тертя, то на вертикальних – додається значна пульсуюча складова від ваги стовпа матеріалу та інерційних сил при завантаженні [1].

Важливим фактором, що впливає на динаміку, є внутрішнє тертя в зерновому шарі. При переміщенні скребком зерно піддається деформаціям зсуву, що створює додатковий дисипативний опір [5]. Наукові дослідження останніх років вказують на необхідність використання в'язко-пружних моделей для опису цього опору, оскільки він залежить не лише від швидкості руху, а й від передісторії навантаження [5]. Це особливо актуально для конвеєрів, що працюють у режимах з частими зупинками та пусками.

1.3. Коливальні процеси та резонансні явища в гнучких елементах

Коливання в скребкових конвеєрах є однією з головних причин передчасного виходу з ладу тягових ланцюгів та зірочок. Основними джерелами збурень є ефект нерівномірності руху приводних зірочок, нерівномірність подачі вантажу та геометричні нерівності жолоба [2]. Встановлено, що амплітуда коливань натягу ланцюга прямо пропорційна швидкості руху та обернено пропорційна жорсткості системи [2].

Резонансні режими виникають, коли частота зовнішнього збурення ω_{ext} збігається з однією з власних частот системи Ω . Для системи «ланцюг – зернова маса» власна частота не є постійною величиною; вона залежить від натягу та поточної маси зерна на робочій гілці [2]. Дослідження показують, що наявність зерна діє як додаткова маса, що зміщує спектр власних частот у зону нижчих значень, водночас підвищуючи демпфування [7].

Таблиця 1.1.

Вплив збурень на роботу скребкового конвеєра

Параметр збурення	Механізм впливу	Наслідки	Джерело
Кількість зубів зірочки	Полігональний ефект (варіація радіуса)	Пульсація швидкості ланцюга, ударні навантаження	[16]
Швидкість руху	Частота проходження скребків	Зростання амплітуди резонансних коливань	[2]
Маса зерна	Зміна інерційності системи	Зсув власних частот, зміна демпфування	[1]

Аналіз вібраційних сигналів у частотній області дозволяє встановити критичні вузли конвеєра. Наприклад, встановлено, що вихідний вал редуктора та підшипникові вузли зірочок є найбільш чутливими до складових коливання, що створюються ланцюгом [7]. Мінімізація цих коливань досягається шляхом вибору раціонального кроку скребків та оптимізації кількості зубів приводних коліс (перехід від 9 до 13 зубців значно стабілізує рух) [16].

1.4. Режими пуску та гальмування: перехідні процеси та динамічні навантаження

Найбільш напружені стани скребкового конвеєра виникають під час перехідних процесів. Пуск під навантаженням супроводжується «ефектом запізнення» руху віддалених частин ланцюга через його пружність, що

спричиняє хвилі натягу, які багаторазово перевищують номінальні значення [6]. Ці пікові навантаження скорочують ресурс тягового органу та можуть призвести до миттєвого руйнування слабких ланок або зрізання запобіжних штифтів [7].

Сучасні стратегії керування фокусуються на реалізації «м'якого пуску» (soft start). Використання гідров'язких приводів (HVD) дозволяє плавно нарощувати крутний момент, використовуючи момент інерції вхідного вала [6]. Дослідження підтверджують, що існує оптимальний час пуску для кожного рівня завантаження: надто швидкий пуск викликає ударні навантаження, а надто повільний – призводить до надмірного нагріву фрикційних елементів та втрат енергії [6].

Гальмування, особливо аварійне, створює умови для виникнення стискаючих зусиль у ланках ланцюга, що для гнучких елементів є недопустимим і може призвести до зіскакування ланцюга із зірочок [6]. Оптимізація режиму гальмування полягає у виборі такого закону сповільнення, який би забезпечував рівномірне зняття кінетичної енергії по всій довжині конвеєра [6]. Використання мехатронних систем з адаптивними алгоритмами дозволяє враховувати фактичну масу вантажу на стрічці при формуванні гальмівного моменту [10].

1.5. Багатомасові моделі в динамічному аналізі скребкових систем

Для глибокого дослідження внутрішньої динаміки конвеєрів використовується дискретизація тягового органу. Багатомасова модель представляє конвеєр як сукупність зосереджених мас (скребоків із порціями зерна), з'єднаних пружно-дисипативними зв'язками [3]. Такий підхід дозволяє врахувати хвильову природу поширення напружень вздовж конвеєра, що неможливо зробити в рамках одно- або двомасових моделей.

Кількість мас у моделі визначається необхідною точністю та довжиною конвеєра. Для довгих магістральних систем (понад 100 м) доцільно використовувати моделі з десятками ступенів вільності [3]. Кожен елемент моделі зазвичай описується за схемою Кельвіна-Фойгта, де пружність матеріалу

ланцюга поєднується з в'язким тертям [3]. Це дозволяє моделювати явища «залипання» та «стрибків», які часто спостерігаються при низьких швидкостях руху під великим навантаженням.

Особливої уваги заслуговує інтеграція в багатомасові моделі характеристик приводу. Взаємодія між електромагнітними процесами в двигуні та механічними коливаннями ланцюга створює єдину електромеханічну систему [10]. Дослідження показують, що жорсткість механічної характеристики двигуна суттєво впливає на демпфування коливань у ланцюзі: менш жорсткі характеристики (наприклад, у двигунів із підвищеним ковзанням) сприяють самодемпфуванню пікових навантажень [10]

1.6. Вплив режимів руху на якість зерна та механізми травмування

Механічне пошкодження зерна є критичним фактором, що визначає економічну ефективність роботи конвеєра. Травмування відбувається внаслідок ударів скребків, защемлення зерен між робочим органом та жолобом, а також через внутрішнє тертя в шарі [8]. Дослідження за період 2016–2024 рр. чітко вказують на пряму залежність між швидкістю руху v та рівнем травмування T [8].

Таблиця 1.2.

Вплив швидкісних режимів на травмування зерна в скребковому конвеєрі

Культура	Критична швидкість (m/s)	Основний фактор травмування	Джерело
Кукурудза	0,45 – 0,55	Ударне навантаження, розкол ендосперму	[8]

Пшениця	0,60 – 0,75	Мікротріщини оболонки, тертя об стінки	[9]
Соя	0,35 – 0,40	Пошкодження зародка, защемлення в зазорах	[21]

Встановлено, що вологість зерна суттєво змінює характер пошкоджень: сухе зерно (вологість <13%) схильне до крихкого руйнування, тоді як вологе зерно (>17%) частіше отримує пластичні деформації, що знижують його схожість [11]. Рациональний зазор між скребком та жолобом має бути більшим за максимальний лінійний розмір зернини, щоб запобігти її розчавлюванню, проте надто великий зазор призводить до утворення «пасивного шару», що збільшує енерговитрати [9]. Оптимізація форми скребка (наприклад, використання нахилених або еластичних кромek) дозволяє знизити рівень травмування на 15–20% при збереженні продуктивності [8].

1.7. Методи оптимізації кінематичних та динамічних параметрів

Оптимізація режимів руху скребкового конвеєра є багатопараметричною задачею, що вимагає використання сучасних обчислювальних алгоритмів. Найбільш ефективними методами в агроінженерних дослідженнях останніх років стали генетичні алгоритми (GA), метод рою частинок (PSO) та імітація відпалу (Simulated Annealing) [6]. Ці методи дозволяють знаходити глобальний оптимум у складному просторі параметрів, де цільові функції мають багато локальних екстремумів.

Процес оптимізації зазвичай включає наступні етапи:

1. Побудова сурогатної моделі (Response Surface Methodology, RSM) на основі результатів чисельного моделювання або експериментів [6].
2. Визначення вагових коефіцієнтів для різних критеріїв (енергія, травмування, надійність) за допомогою методу аналітичної ієрархії (АНП) [6].
3. Пошук оптимального закону руху, який мінімізує інтегральну похибку відхилення від заданого режиму при обмеженнях на максимальні прискорення [6].

1.8. Енергоефективність та стратегії керування електроприводом

Енергоефективність скребкових конвеєрів визначається не лише їх конструкцією, а й режимом експлуатації. В умовах нерівномірної подачі зерна робота конвеєра на номінальній швидкості при малій продуктивності є енергетично неефективною, оскільки значна частина потужності витрачається на подолання власного тертя та інерції системи [10]. Сучасна концепція керування базується на підтримці оптимального заповнення міжскребкового простору шляхом регулювання швидкості тягового органу [14].

Впровадження частотно-регульованих приводів (VFD) у поєднанні з інтелектуальними датчиками (лазерними вимірювачами потоку або вагами) дозволяє реалізувати адаптивне керування. Дослідження показують, що така стратегія дозволяє економити до 20–30% електроенергії за річний цикл експлуатації [10]. Крім того, використання енергоефективних двигунів та оптимізація передавальних чисел редукторів сприяє зниженню загальних втрат.

Важливим аспектом є стабілізація потоку. Різкі зміни завантаження створюють хвилі напружень у ланцюзі, що збільшує миттєву потужність. Використання буферних ємностей з керованими заслонками перед конвеєром у поєднанні з плавним регулюванням швидкості дозволяє «вирівнювати» графік

навантаження, що позитивно позначається як на енергоспоживанні, так і на ресурсі обладнання [4].

Висновки

Проведений аналітичний огляд досліджень у галузі динаміки та оптимізації скребкових конвеєрів для зерна дозволяє стверджувати, що сучасна наука перейшла до етапу створення комплексних мехатронних систем. Основними результатами аналізу є:

1. Динаміка скребкових систем має бути описана нелінійними моделями з розподіленими параметрами, що враховують в'язко-пружні властивості зернової маси та тягового органу. Це є єдиним шляхом до точного прогнозування резонансних режимів.
2. Перехідні процеси пуску та гальмування є головним джерелом деструктивних навантажень. Оптимізація часу та закону зміни швидкості озволяє знизити пікові зусилля в ланцюгах у 1,5–2 рази.
3. Травмування зерна прямо залежить від кінематичних режимів. Встановлення критичних швидкостей для різних культур та оптимізація зазорів є необхідною умовою збереження якості продукції.
4. Спільне чисельне моделювання (MBD-DEM) є найбільш досконалим методом верифікації динамічних параметрів, забезпечуючи високу збіжність із експериментальними даними.
5. Майбутнє галузі полягає в розробці адаптивних систем керування, які в реальному часі балансують між продуктивністю, енергоефективністю та мінімальним травмуванням зерна.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА І РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

2.1. Розрахунок скребкового конвеєра

Технологічний розрахунок проводимо за методикою, визначення можливостей скребкового виконувати певні операції з необхідною продуктивністю.

Вихідні данні для розрахунку скребкового конвеєра:

- Вантаж, що транспортується конвеєром – *пшениця*;
- Продуктивність скребкового конвеєра $Q=20$ т/год;
- Кут нахилу скребкового конвеєра до горизонту $\beta=30^0$;
- Довжина транспортування конвеєром $L=25$ м.

З аналізу літератури та існуючих рекомендацій використаємо в розрахунках такі параметри:

- швидкість руху тягового органу (ланцюга) $V=1,5$ м/с;
- об'ємна маса вантажу (пшениця) $\gamma=0,75$ т/м³;
- коефіцієнт заповнення між скребками $\psi=0,7$;
- коефіцієнт зміни продуктивності в залежності від швидкості тягового органу $K_1=0,85$;
- коефіцієнт зміни продуктивності в залежності від форми скребка $K_2=1$;

Використовуючи формулу, яка виражає продуктивність скребкового конвеєра, знаходимо висоту скребків за формулою

$$h = \frac{Q}{3600 \cdot V \cdot \gamma \cdot b \cdot \psi \cdot K_1 \cdot K_2}, \text{ м} \quad (2.1)$$

де b – довжина скребків.

Виходячи з існуючих конструкцій скребкових конвеєрів, ширину жолоба приймаємо $B=200\text{мм}$. При цьому довжина скребків дорівнюватиме $b=150\text{ мм}$. За цими даними визначимо висоту скребків за формулою (2.1)

$$h = \frac{20}{3600 \cdot 1,5 \cdot 0,75 \cdot 0,15 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 1} = 0,055 \text{ м.}$$

Приймаємо по ДСТУ висоту скребків $h=0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм}$.

За формулою продуктивності скребкового конвеєра знаходимо дійсну швидкість руху тягового органу:

$$V = \frac{Q}{3600 \cdot \gamma \cdot h \cdot B \cdot \psi \cdot K_1 \cdot K_2} \quad (2.2)$$

Після розрахунків маємо таку швидкість руху тягового органу

$$V = \frac{20}{3600 \cdot 0,75 \cdot 0,06 \cdot 0,15 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 1} = 1,4 \text{ м/с.}$$

Визначимо погонну масу вантажу, яка знаходиться в жолобі скребкового конвеєра за формулою

$$q_B = \frac{Q}{3,6V} \quad (2.3)$$

В результаті розрахунку маємо таке значення погонної маси вантажу

$$q_B = \frac{20}{3,6 \cdot 1,4} = 4 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

Після цього визначимо погонну масу тягового органу скребкового конвеєра

$$q_{\text{тяг}} = K' q_{\text{в}}, \quad (2.4)$$

де K' - коефіцієнт пропорційності між погонними масами вантажу та тягового органу. Для дволанцюгових конвеєрів рекомендовано $K' = 0,7 \dots 0,9$.

Вибираємо $K' = 0,8$. Тоді погонна маса тягового органу становить

$$q_{\text{т}} = 0,8 \cdot 4 = 3,2 \text{ кг/м.}$$

Визначимо силу опору переміщенню вантажу по жолобу під час завантаження

$$W_1 = \frac{Q \cdot V}{3,6 \cdot \psi \cdot K_1 \cdot K_2}. \quad (2.5)$$

В результаті проведеного розрахунку отримаємо

$$W_1 = \frac{20 \cdot 1,4}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 1} = 13,07 \text{ Н}$$

Приймаємо силу опору $W_1 = 13,1 \text{ Н}$.

Знайдемо силу опору переміщення робочої гілки скребкового конвеєра

$$W_2 = (q_r + q_T)(w_s \cos \beta + \sin \beta) L g, \text{ Н} \quad (2.6)$$

де w_s – коефіцієнт сумісного опору переміщенню вантажу і тягового органу. За довідковими даними вибираємо $w_s = 2,1$.

В результаті проведеного розрахунку) отримаємо числове значення сили опору робочої гілки скребкового конвеєра

$$W_2 = (4 + 3,2)(2,1 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) \cdot 25 \cdot 9,81 = 4094,3 \text{ Н}$$

Знайдемо силу опору переміщенню неробочої гілки конвеєра за формулою:

$$W_3 = q_T L g (w'_s \cos \beta - \sin \beta) \quad (2.7)$$

де w'_s – коефіцієнт опору переміщенню неробочої гілки о конвеєра, який приймаємо рівним : $w'_s = 0,15$.

Після проведених розрахунків отримаємо

$$W_3 = 3,2 \cdot 25 \cdot 9,81(0,15 \cdot \cos 30^\circ - \sin 30^\circ) = -290.5 \text{ Н.}$$

Визначимо тягове зусилля за формулою:

$$F_t = (W_1 + W_2 + W_3)c, \text{ Н} \quad (2.8)$$

де $c = c_1^m \cdot c_2^n$ – коефіцієнт, що враховує тертя в підшипнику осі і втрату на подолання жорсткості ланцюга.

$c_1 = 1,03 \dots 1,1$ – для зірочок з кутом охоплювання $\alpha \geq 180^\circ$;

m – число таких зірочок, приймаємо $c_1 = 1,1$ при $m = 1$;

$c_2 = 1,03 \dots 1,05$ – для зірочок з кутом охоплювання $\alpha \leq 90^\circ$;

n – число таких зірочок, при $n = 0, c_2 = 1$;

Тоді $c = c_1 = 1,1$;

В результаті розрахунку маємо тягове зусилля в ланцюзі

$$F_t = (13,1 + 4094.3 - 290.5) \cdot 1,1 = 4198.6 \text{ Н.}$$

Знайдемо натяг на набігаючій гілці на приводні зірочки тягового органу за рекомендаціями згідно ДСТУ

$$F_{t \text{ розрах.}} = (1,5 \dots 2,0)F_t, \quad (2.9)$$

За розрахунками отримаємо $F_{t \text{ розрах.}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 4198.6 = 8397 \text{ Н.}$

Визначимо руйнуюче навантаження

$$Q_{\text{розр.}} = kF_{t \text{ розрах.}}, \text{ Н} \quad (2.10)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності ланцюга. З розрахунків при $V = 1,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ приймаємо $k = 11$.

Після розрахунків отримаємо руйнівне навантаження

$$Q_{\text{розр.}} = 11 \cdot 8397 = 92367 \text{ Н.}$$

Для дво ланцюгового скребкового конвеєра визначаємо за формулою

$$Q'_{\text{розр.}} = \frac{1,5 \cdot Q_{\text{руйн}}}{2} \quad (2.11)$$

В результаті розрахунків отримаємо

$$Q'_{\text{розр.}} = \frac{1,5 \cdot 41985}{2} = 31.489 \text{ Н} = 31.5 \text{ кН.}$$

Крок ланцюга приймаємо за рекомендаціями ДСТУ $t_{\text{л}} = 63 \text{ мм}$;

Погонна маса ланцюга становить $q_e = 2,38 \text{ кг/м}$.

Вибираємо два ланцюги такої марки: Ланцюг М40-63 ГОСТ588-81.

Визначаємо крок скребків за наступною залежністю

$$t_c = 5 \cdot t_{\text{л}} \quad (2.12)$$

В результаті розрахунку маємо таке значення

$$t_c = 5 \cdot t_{\text{л}} = 5 \cdot 63 = 315 \text{ мм.}$$

Знайдемо погонну масу скребків:

Вибираємо за рекомендаціями скребок сталевий $150 \times 63 \text{ мм}$. Після чого маємо

$$q_c = \frac{1}{t_c} \delta_c \cdot b \cdot h \cdot \gamma_c \quad (2.13)$$

де $\delta_c = 4 \text{ мм}$ —товщина матеріалу скребка;

$\gamma_c = 7,8 \cdot 10^3$ —об'ємна маса матеріалу (сталі) скребка.

Після розрахунку маємо отримаємо

$$q_c = \frac{0,004 \cdot 0,15 \cdot 0,063 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{0,315} = 0.936 \frac{\text{кг}}{\text{м}}.$$

Уточнюємо погонну масу тягового органу скребкового конвеєра:

$$q_{\text{тяг}} = 2q_{\text{л}} + q_{\text{с}} + q_{\text{к}}, \quad (2.14)$$

де $q_{\text{к}}$ - погонна маса кріпильних деталей, яка визначається залежністю

$$q_{\text{к}} = 0,085 \cdot q_{\text{с}}. \quad (2.15)$$

Після розрахунків отримаємо такі значення:

$$q_{\text{к}} = 0,085 \cdot q_{\text{с}} = 0,085 \cdot 0,936 = 0,08 \frac{\text{кг}}{\text{м}};$$

$$q_{\text{тяг}} = 2 \cdot 2,38 + 0,936 + 0,08 = 5,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}}.$$

Попередньо прийняте значення $q_{\text{тяг}}=3,2 \text{ кг/м}$ не співпадає з розрахованим.

Розбіжність становить:

$$\delta = \frac{3,2-5,8}{3,2} \cdot 100\% = 81\% , \text{ що більше допустимого } 5\%, \text{ тому треба}$$

перерахувати сили опору руху тягового органу.

На рис.2.1 представлена розрахункова схема для визначення сил опору.

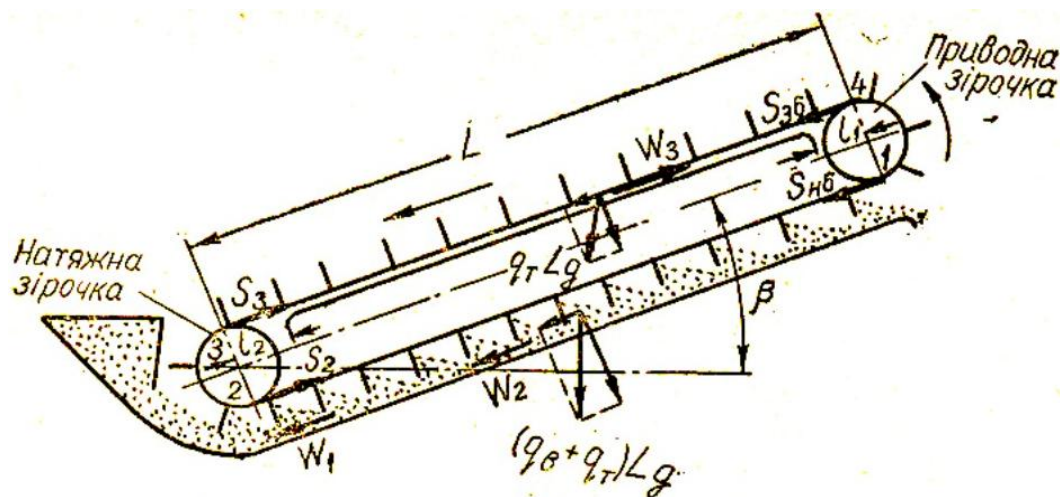


Рис. 2.1. Розрахункова схема для визначення сил опору скребкового конвеєра

Перерахуємо сили опору переміщення елементів скребкового конвеєра

$$W_1 = 13,07 \text{ Н.}$$

$$W_2 = (q_T + q_{\text{тяг}})(w_s \cos \beta + \sin \beta)L \cdot g. \quad (2.16)$$

В результаті проведених розрахунків отримаємо

$$W_2 = (4 + 5,8)(2,1 \cdot \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) \cdot 25 \cdot 9,81 = 5573 \text{ Н};$$

$$W_3 = q_{\text{тяг}}L \cdot g(w'_s \cos \beta - \sin \beta); \quad (2.17)$$

В результаті проведених розрахунків будемо мати

$$W_3 = 5,8 \cdot 25 \cdot 9,81(0,15 \cdot \cos 30^\circ - \sin 30^\circ) = -526 \text{ Н};$$

$$F_t = (W_1 + W_2 + W_3) \cdot C; \quad (2.18)$$

Після проведених розрахунків отримаємо

$$F_t = (13,07 + 5573 - 526) \cdot 1,1 = 5566 \text{ Н};$$

$$F_{\text{ц розр.}} = 2F_t; \quad (2.19)$$

$$Q_{\text{руйн}} = k \cdot F_{\text{ц розр.}}; \quad (2.20)$$

В результаті проведених розрахунків отримаємо

$$Q_{\text{руйн}} = k \cdot F_{\text{ц розр.}} = 5 \cdot 11132 = 55660 \text{ Н};$$

$$Q'_{\text{розр.}} = \frac{1,5 \cdot 55660}{2} = 41745 \text{ Н} = 41,7 \text{ кН}.$$

$$41,7 \leq 1,7 \cdot 40$$

$$41,7 \leq 68 \text{ кН}.$$

Умова виконується, тому залишаємо попередньо вибраний тяговий орган (ланцюг М40-63).

Знайдемо максимальне динамічне зусилля в ланцюгах при набіганні їх на приводні зірочки:

$$F_d = 6m \left(\frac{\pi V}{Z} \right)^2 \frac{1}{t_d}, \text{ Н} \quad (2.21)$$

де m — маса вантажу, що транспортується, і знаходиться між скребками.

Через те, що у скребкового конвеєра натяжний гвинт жорсткий і довжина конвеєра $L \leq 25$ м, враховуватиме масу робочих і неробочих гілок

$$m = (g_a + 2g_{\text{тяг}}) \cdot L, \quad (2.22)$$

Z- число зубів приводних зірочок, обираємо $Z=17$.

Після провежених розрахунків отримаємо таке значення

$$m = (g_a + 2g_{\text{тяг}}) \cdot L = (4 + 2 \cdot 5,8) \cdot 25 = 390 \text{ кг.}$$

Тоді:

$$F_a = 6 \cdot 390 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 1,4}{17} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,063} = 2483,7 \text{ Н.}$$

Знайдемо коефіцієнт запасу міцності ланцюга

$$K = \frac{2Q_{\text{розр. табл.}}}{(F_a + F_{\text{ц розр.}})1,2} \quad (2.23)$$

В результаті проведених розрахунків отримаємо

$$K = \frac{2 \cdot 40000}{(2483,7 + 11132) \cdot 1,2} = 4,9,$$

що більше допустимого $[k] = 4$

При дії динамічних навантажень визначаємо максимальний та статичний натяги у гілках тягового органу.

Мінімальний натяг ланцюга при дії тільки статичних навантажень в перерізі 3 із умови стійкості скребка дорівнює:

$$S_{3 \min} = W' \left(\frac{h}{t_{\text{л}} \cdot tg \cdot [a_c]} - 0,5 \right), \text{ Н} \quad (2.23)$$

де W' – сила опору переміщенню одного скребка

$$W' = (q_a + q_{\text{тяг}}) t_c \cdot w_s \cdot g; \quad (2.24)$$

Після розрахунку отримаємо таке значення

$$W' = (4 + 5,8) \cdot 0,315 \cdot 2,1 \cdot 9,81 = 63,6 \text{ Н};$$

$[a_c]$ — допустиме значення кута відхилення скребка, для прямих скребків $[a_c] = 6^\circ$,

Після проведеного розрахунку отримаємо таке значення

$$S_{3 \min} = 63,6 \cdot \left(\frac{0,06}{0,063 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ} - 0,5 \right) = 544,5 \text{ Н.}$$

Тоді статичний натяг у збігаючих натяжних гілках становитиме:

$$S_{3 \text{ ст.}} = S_{3 \min} + F'_{\text{д}}, \text{ Н}, \quad (2.25)$$

де $F'_{\text{д}}$ — динамічна сила, що припадає на ведучі гілки тягового органу, яка визначається такою залежністю:

$$F'_{\text{д}} = 6m' \left(\frac{\pi V}{Z} \right)^2 \frac{1}{t_{\text{л}}}, \text{ Н.} \quad (2.26)$$

Для скребкових конвеєрів з гвинтовим натяжним пристроєм при $L \leq 25$ м отримуємо

$$m' = (q_a + q_{\text{тяг.}})L. \quad (2.27)$$

Після розрахунку отримаємо такі значення маси, сили і натягу:

$$m' = (4 + 5,8) \cdot 25 = 245 \text{ кг};$$

$$F'_{\text{д}} = 6 \cdot 245 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 1,4}{17} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,063} = 1560 \text{ Н};$$

$$S_{3 \text{ ст.}} = 544,5 + 1560 = 2104,5 \text{ Н.}$$

Максимальний натяг в набігаючих гілках тягового органу буде мати вигляд:

$$S_2 = \frac{S_{3 \text{ ст.}}}{C} + F''_{\text{д}}, \quad (2.28)$$

де F_d'' – динамічна сила, що припадає на ведену гілку, і має вигляд

$$F_d'' = F_d - F_d'. \quad (2.29)$$

Після розрахунку отримаємо таке значення

$$F_d'' = 2483,7 - 1560 = 923,7 \text{ Н};$$

Тоді отримаємо такі значення натягів:

$$S_2 = \frac{2104,5}{1,1} + 923,7 = 2836,9 \text{ Н};$$

$$S_{2 \text{ ст}} = \frac{S_{3 \text{ ст}}}{c} = \frac{2104,5}{1,1} = 2103,4 \text{ Н}.$$

Максимальний натяг у збігаючих гілках з урахуванням динамічних навантажень має вигляд:

$$S_3 = S_{3 \text{ ст}} + F_d'. \quad (2.30)$$

Після розрахунку отримаємо таке значення

$$S_3 = 2104,5 + 1560 = 3664 \text{ Н}.$$

Натяг у збігаючих гілках визначається за формулою:

$$S_1 = S_{сб} = S_2 - W_3. \quad (2.31)$$

Після розрахунку отримаємо таке значення

$$S_1 = S_{сб} = S_2 - W_3 = 2836,9 - (-55,37) = 2892,27 \text{ Н};$$

$$S_{1 \text{ ст}} = S_{сб \text{ ст}} = S_1 - F_d''. \quad (2.32)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$S_{1 \text{ ст}} = 2892,27 - 923,7 = 1968,57 \text{ Н}.$$

Натяг у набігаючих гілках визначається за формулою

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + W_1 + W_2. \quad (2.33)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо:

$$S_4 = 3664 + 13,1 + 4094,3 = 7771,4 \text{ Н};$$

$$S_{4 \text{ ст}} = S_{\text{нб ст}} = S_4 - F'_d. \quad (2.34)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$S_{4 \text{ ст}} = 7771,4 - 1560 = 6211,4 \text{ Н}.$$

Уточнюємо значення колової сили

$$F_t = S_{\text{нб ст}} - S_{\text{сб ст}}. \quad (2.35)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$F_t = 6211,4 - 1968,57 = 4242,83 \text{ Н}.$$

Фактичний запас міцності ланцюга визначається за формулою

$$K_d = \frac{2Q_{\text{розр.}}}{(S_{4 \text{ ст}} + F_d)^{1,2}} > [K] = 5. \quad (2.36)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$K_d = \frac{2 \cdot 40000}{(6211,4 + 2483,7) \cdot 1,2} = 7,7 > [K] = 5.$$

Умова виконується, тому залишаємо раніше вибраний ланцюг.

Визначаємо потужність на валу приводної зірочки

$$P_B = \frac{(F_t \cdot V)}{102g} \cdot c_0, \text{ кВт}, \quad (2.37)$$

де $c_0 = 1,2$ – коефіцієнт, що характеризує втрати на приводних зірочках та у підшипниках валу.

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$P_B = \frac{4242,83 \cdot 1,4}{102 \cdot 9,81} \cdot 1,2 = 7,1 \text{ кВт}.$$

Необхідна потужність на валу мотор-редуктора визначається за такою формулою:

$$P_{дв} = K_{п} \frac{P_{в}}{\eta_{т}} \text{ кВт.} \quad (2.38)$$

де $K_{п}$ – коефіцієнт, що враховує перевантаження в момент пуску, $K_{п} = 1,2 \dots 1,3$; $\eta_{т}$ – К.К.Д. трансмісії, яке дорівнює $\eta_{т} = 0,92$, тоді:

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$P_{дв} = 1,3 \frac{7,1}{0,92} = 10,03 \text{ кВт.}$$

Визначаємо діаметр ділильного кола

$$D_0 = \frac{t_{л}}{\sin \frac{180^{\circ}}{z}} \quad (2.39)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$D_0 = \frac{63}{\sin 0,6} = 342,5 \text{ мм}$$

Кутова швидкість обертання ведучої зірочки має вигляд:

$$\omega_{в} = \frac{2V}{D_0} \quad (2.40)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо:

$$\omega_{в} = \frac{2 \cdot 1,4}{0,343} = 8,163 \text{ рад/с.}$$

$$n_{в} = 77,99 \text{ об/хв.}$$

2.2. Кінематичний розрахунок приводу скребкового конвеєра

На рис.2.2 наведена кінематична схема приводу скребкового конвеєра

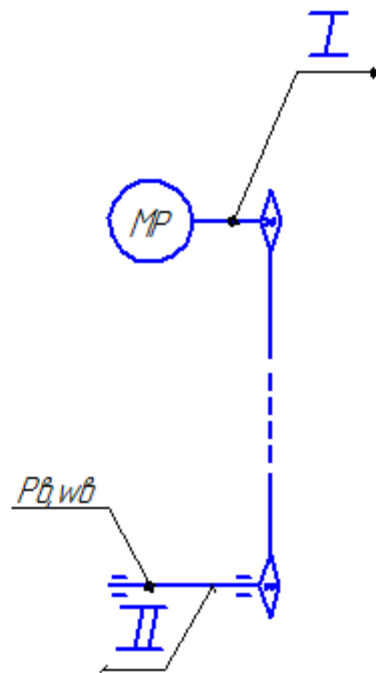


Рис. 2.2. Кінематична схема привода скребкового конвеєра

Необхідна потужність мотор-редуктора та частота обертання вихідного валу приймають такі значення:

$$P_{м.р} = 10,03 \text{ кВт};$$

$$n_{м.р} = n_{в} \cdot U_{л.п} = 77,99 \cdot (2 \dots 5) = 155,98 \dots 389,95 \text{ об/хв.}$$

Момент на вихідному валу мотор-редуктора визначається такою залежністю

$$T_{м.р} = \frac{P_{м.п}}{n_{м.п}} \cdot 10^3 = \frac{10,03}{155,98 \dots 389,95} \cdot 10^3 = 25,7 \dots 64,35 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Вибираємо мотор-редуктор *МЦ-125-224-ЦУЗ*.

Мотор редуктор циліндричний одноступінчатий, тип МЦ, являє собою об'єднання електродвигуна і циліндричного одноступінчатого редуктора в одній конструкції. Циліндричні мотор-редуктори, застосовуються в механізмах підйому і пересування вантажопідіймальних механізмів, забезпечують

ефективну передачу крутного моменту, а також зменшення частоти обертання вихідного вала.

Виконання мотор-редукторів типу МЦ може бути на лапах або з фланцем. Мотор-редуктори типу МЦ випускаються з електродвигунами серії АІР, 4АМ.

Виконання кінця вихідного валу може бути циліндричним - Ц, конічним - К.

Технічні характеристики мотор-редукторів типу МЦ:

Діапазон номінальних передавальних чисел: 2,5 - 4;

Частота обертання вихідного валу: 224 - 450 об / хв;

Зубчасті колеса зі сталі 25ХГМ з нітроцементациєю;

Параметри величини крутного моменту вихідного валу: 50-490 Н * м;

Маса (в залежності від модифікації): 55 - 205 кг.

Мотор редуктор МЦ, умови експлуатації:

Тривалість роботи до 24 годин на добу;

Невибухонебезпечна, неагресивна середовище;

Максимально допустимий вміст пилу - 10 мг / м³;

Обертання вала в будь-яку сторону;

Варіанти кліматичного виконання від У1 до Т1 відповідно до нормативів ГОСТ 15159-69;

Максимальна висота над рівнем моря - не більше 1000 м;

Параметри електромережі: 50 Гц, 380 В.

Частота обертання ведучого вала мотор-редуктора:

$n_{м.р} = 224 \text{ об/хв.}$

Кутова швидкість обертання ведучого валу мотор-редуктора визначається так:

$$\omega_{\text{м.р}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{м.р}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 224}{30} = 23,445 \text{p/c}$$

Передаточне число ланцюгової передачі визначається залежністю

$$U_{\text{л.п}} = \frac{\omega_{\text{м.р}}}{\omega_{\text{в}}} = \frac{23,445}{8,163} = 2,872.$$

Наведемо розрахунок вихідних даних для розрахунку ланцюгової передачі:

$|_{\text{в}}$. Потужність, що передається

$$P_{\text{I}} = P_{\text{м.р}} = 10,03 \text{ кВт.}$$

$$W_{\text{I}} = W_{\text{м.р}} = 23,445 \text{p/c.}$$

Крутний момент визначається на валу

$$T_{\text{I}} = \frac{P_{\text{I}}}{\omega_{\text{I}}} \cdot 10^3 = \frac{10,03}{23,445} = 10^3 = 428,108 \text{Н} \cdot \text{м.}$$

$||_{\text{в}}$. Потужність на вихідному валу рмотор-редуктора

$$P_{||} = P_{\text{I}} \cdot n_{\text{л}} = 10,03 \cdot 0,92 = 9,234 \text{ кВт.}$$

Кутова швидкість на вихідному валу

$$\omega_{\text{II}} = \frac{\omega_{\text{I}}}{U_{\text{л}}} = \frac{23,445}{2,872} = \frac{8,16 \text{p}}{\text{с}}.$$

Крутний момент на вихідному валу

$$T_{||} = \frac{P_{||}}{\omega_{||}} \cdot 10^3 = \frac{9,234}{8,16} \cdot 10^3 = 1131,6 \text{Н} \cdot \text{м.}$$

Вийдні дані для розрахунку ланцюгової передачі зведені в табл.2.1

Таблиця 2.1.

Вихідні дані 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	10,037	23,445	428,108	2,872

2.3. Розрахунок відкритої ланцюгової передачі

Вихідні дані для розрахунку відкритої ланцюгової передачі :

$P_1 = 10.037$ кВт – потужність на валу веденої зірочки;

$w = 23.445$ рад/с – кутова швидкість обертання валу;

$U=2.872$ – передаточне число передачі;

Визначаємо крок ланцюга за наступною залежністю

$$t = 280 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \times K_e}{z_1 \times \omega_1 \times [\rho] \times m_p}}, \quad (2.41)$$

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

z_1 - кількість зубів ведучої ланки;

$[\rho]=30$ МПа – допустимий питомий тиск в шарнірі, між валиком та втулкою;

$m_p = 1$ - коефіцієнт рядності;

Кількість зубів ведучої зірочки визначається наступним чином

$$z_1 = 29 - 2 * U; \quad (2.42)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$z_1 = 29 - 2 \times 2.872 = 23,256;$$

Для підвищення довговічності приймаємо 25; Коефіцієнт експлуатації визначається такою залежністю

$$K_e = K_d \times K_{\text{рег}} \times K_H \times K_{\text{см}} \times K_{\text{реж}} \times K_a, \quad (2.43)$$

де $K_d = 1.3$ - коефіцієнт характеру навантаження (табл.1);

$K_{\text{рег}} = 1$ - коефіцієнт, що залежить від способу регулювання провисання ланцюга;

$K_H = 1.25$ – коефіцієнт, що залежить від нахилу лінії центрів зірочок до горизонту;

$K_M = 1.5$ - коефіцієнт, що залежить від характеру змащування ланцюга

$K_{\text{реж}} = 1$ – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи передачі;

$K_a = 1$ – коефіцієнт довжини ланцюга;

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$K_e = 1.3 \times 1 \times 1.25 \times 1.5 \times 1 \times 1 = 2.438.$$

Кількість зубів веденої зірочки знаходимо так

$$z_2 = z_1 \times U; \quad (2.44)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$z_2 = 25 \times 2.872 = 72;$$

Крок ланцюга приймає таке значення

$$\begin{aligned} t &= 280 \times \sqrt[3]{\frac{10.037 \times 2.438}{25 \times 23.445 \times 30}} = 280 \sqrt[3]{\frac{24.47}{17583.7}} = 280 \sqrt[3]{0.00139} \\ &= 280 \times 0.1118 = 31,30 \text{ мм} \end{aligned}$$

Приймаємо крок ланцюга $t = 31.75$ мм.

Виконуємо перевірку на необхідну кількість рядів ланцюга за такою формулою :

$$V = \frac{z_1 \times t \times w_1}{2000 \times \pi} \quad (2.45)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$V = \frac{25 \times 31.75 \times 23.445}{2000 \times 3.14} = \frac{18023.34}{6280} = 2.8699 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Визначимо максимальну кількість рядів за такою залежністю

$$V_{\max} = 7.3 \sqrt{\frac{z_1}{t}}, \quad (2.46)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$V_{\max} = 7.3 \sqrt{\frac{25}{31.75}} = 6.476 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Оскільки $V < V_{\max}$, приймаємо ланцюг приводний роликів з кроком 31,75 мм, число рядів – 1: *Ланцюг ПР-31,75-89 ГОСТ 13568-97*,

З'єднувальна ланка – *Ланка С- ПР-31,75-89 ГОСТ 13568*,

Ланка подвійна перехідна – *Ланка П2- ПР-31,75-89 ГОСТ 13568*.

Ланка перехідна – *Ланка П- ПР-31,75-89 ГОСТ 13568*.

Основні параметри обраного ланцюга:

Крок ланцюга – $t = 31,75$ мм;

Руйнівне навантаження – $Q = 89$ кН.;

Діаметр ролика – не менше $d_1 = 19,05$ мм;

Діаметр валика – не більше $d_2 = 9,53$ мм;

Відстань між внутрішніми пластинами – не менше $b_1 = 19,05$ мм;

Маса одного погонного метра – $q = 3,8$ кг/м;

Визначаємо міжосьову відстань та довжину ланцюга за формулою

$$a = a_t \cdot t, \quad (2.47)$$

де $a_t=40$ кроків – попередньо прийнята міжосьова відстань

Після підстановки числових значень в формулу (2.47) отримаємо таке числове значення

$$a = 40 \cdot 31.75 = 1270 \text{ мм.}$$

Необхідна довжина ланцюга в кроках визначається за формулою

$$L_t = 2 \cdot a_t \frac{z_1+z_2}{2} + \left(\frac{z_2-z_1}{2\Pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{a_t} = 2 \cdot a_t + a_1 + \frac{b}{a_t}, \quad (2.48)$$

$$\text{де } a_1 = \frac{z_1+z_2}{2} = \frac{25+72}{2} = 48.5;$$

$$b = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\Pi} \right)^2 = 56.01.$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$L_t = 2 \cdot 40 + 48.5 + 56.01 = 184 \text{ кроків. Приймаємо кількість кроків ланцюга } L_t = 184 \text{ кроки}$$

Уточнюємо міжосьову відстань за формулою

$$a = \frac{t}{4} (L_t - a_1 + \sqrt{(L_t - a_1)^2 - 8b}) \quad (2.49)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$a = \frac{31.75}{4} (184 - 48.5 + \sqrt{(184 - 48.5)^2 - 8 \cdot 56}) = 7,9375 \cdot 269.336 = 2137.8545 \text{ мм}$$

Для забезпечення провисання ланцюга міжосьову відстань зменшуємо на

$$(0.002 \dots 0.004)a = (0.002 \dots 0.004)2137.8545 = (4,27 \dots 8.55) - 8$$

$$a = 2137.8545 - 8 = 2129,854 \text{ мм}$$

Число ударів ланки за 1с визначається залежністю

$$V = \frac{2z_1 + w_1}{\pi \cdot L_t} \leq [V], \quad (2.50)$$

де $[V] = 2.8699 \text{ c}^{-1}$ – значення допустимого числа ударів ланки ланцюга за 1с.

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$V = \frac{2 \cdot 25 \cdot 23.445}{3.14 \cdot 184} = \frac{1172.25}{577.76} = 2.028 < [V]. \text{Визначаємо сили, що діють у вітках ланцюга і сили тиску на вали (рис.2.3).}$$

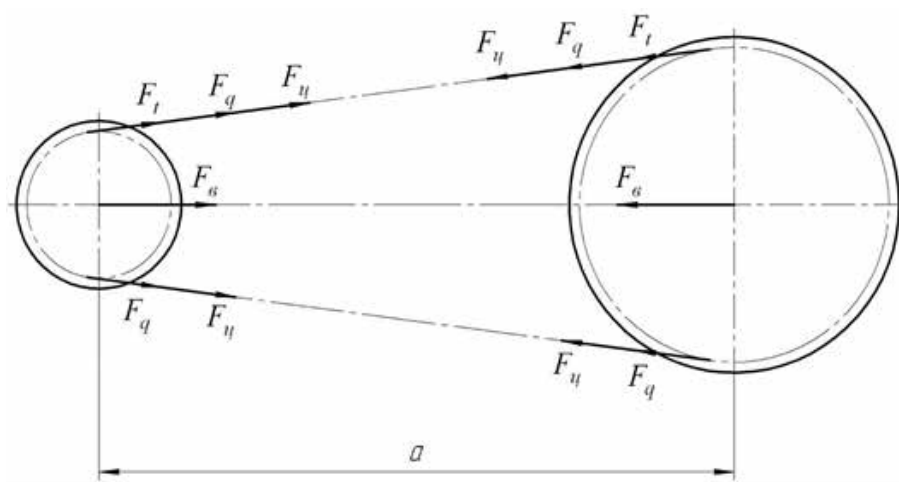


Рис. 2.3. Схема сил в ланцюговій передачі

Колова сила визначається наступною залежністю

$$F_1 = \frac{1000 \cdot P_1}{V}. \quad (2.51)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$F_1 = \frac{1000 \cdot 10.037}{2.8699} = 3497.33 \text{ Н.}$$

Сила натягу ланцюга від провисання знаходимо так

$$F_q = k_f \cdot q \cdot a \cdot g; \quad (2.52)$$

$k_f = 2.0$ – бо кут нахилу становить 120 градусів.

$q = 3.80$ кг/м – погонна маса ланцюга.

Сила натягування ланцюга від дії відцентрових сил знаходимо так

$$F_{\text{ц}} = q \cdot V^2 \quad (2.53)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$F_{\text{ц}} = 3.80 \cdot 2.8699^2 = 31.29 \text{ Н}.$$

Загальне зусилля на ведучій гілці ланцюга знаходимо за такою залежністю

$$F_{\text{заг1}} = F_1 \cdot K_g + F_g + F_{\text{ц}} \quad (2.54)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$F_{\text{заг1}} = 3497,33 \cdot 1,3 + 158,6 + 31,29 = 4736,4 \text{ Н}.$$

Загальне зусилля в веденій вітці ланцюга визначається залежністю

$$F_{\text{заг2}} = F_g + F_{\text{ц}} \quad (2.55)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$F_{\text{заг2}} = 158,6 + 31,29 = 189,89 \text{ Н}.$$

Сили, що діють на вали ведучої та веденої зірочок наступним чином

$$F_b = F_1 \cdot k_d + 2F_q. \quad (2.56)$$

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$F_b = 3497,33 \cdot 1,3 + 2 \cdot 158,6 = 4863,72 \text{ Н}.$$

Перевірка ланцюга за питомим тиском в шарнірах здійснюється наступним чином

$$p = \frac{F_1 \cdot K_e}{S \cdot m_p \cdot 10^2} \leq [p], \quad (2.57)$$

де $S=262.3 \text{ см}^2$ – проекція опорної поверхні шарніру;

$[p]=30 \text{ Мпа}$ – допустимий питомий тиск в шарнірах ланцюга.

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$p = \frac{3497.33 \cdot 2.438}{262.2 \cdot 1 \cdot 10^2} = 32.51 \leq [p]$$

$$\Delta = \frac{p - [p]}{[p]} \cdot 100\% \leq +5\%$$

$$\Delta = \frac{32,51 - [30]}{[30]} \cdot 100\% = 3,36 \leq +5\%$$

Передача перевантажена на 3,36%, що відповідає існуючим нормам

Запас міцності ланцюга знаходимо так

$$n = \frac{Q}{F_{\text{зар1}}} \geq [n], \quad (2.58)$$

де $[n]=8.5$ – допустимий запас міцності ланцюга.

В результаті проведеного розрахунку маємо

$$n = \frac{89 \cdot 10^3}{3497.33} = 25.4 \geq [n].$$

Виходячи з отриманої вимоги передачу розраховано достовірно.

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

3.1. Загальні положення моделювання скребкових конвеєрів

При роботі скребкових конвеєрів під час проходження перехідних процесів виникають коливання в елементах приводу та тягового органу. Це сприяє значному підвищенню динамічних навантажень, які виникають в елементах конструкції скребкового конвеєра. Динамічні навантаження негативно впливають на роботу конвеєра в цілому, його робочий орган та привод і призводять до його втомного зношування та передчасного руйнування. Тому виникає необхідність в дослідженні динамічних навантажень при роботі стрічкового конвеєра. Найбільш доступним методом дослідження динамічних навантажень – це метод моделювання роботи скребкового конвеєра. Метод моделювання можливий тільки при наявності математичної моделі скребкового конвеєра. Математична модель будується при наявності динамічної моделі, яка відображає основні процеси, які мають місце при роботі скребкового конвеєра.

Динамічна модель скребкового конвеєра будується на основі дослідження робочих процесів, які мають місце при роботі конвеєра. При переході від реальної конструкції скребкового конвеєра до його динамічної моделі необхідно враховувати певні припущення і особливості його роботи. Зокрема, нехтують тими властивостями і характеристиками, які є несуттєві для даного дослідження. При побудові динамічної моделі скребкового конвеєра необхідно враховувати зосереджені маси габаритних елементів, які володіють значною кінетичною енергією. Зазвичай, такі елементи приймаються абсолютно твердими тілами і до них приєднуються менш масивні та дрібні елементи. Ті елементи, які з'єднують масивні елементи, як правило, володіють пружними властивостями, тому необхідно враховувати пружність цих елементів. Крім того, необхідно враховувати рушійні сили або моменти приводних механізмів, а також сили опору, які виникають при взаємодії робочого органу з робочим

середовищем. Рушійний момент приводного електродвигуна, як правило, залежить від частоти обертання його ротора, тому необхідно встановити цю залежність і використати її в динамічній моделі скребкового конвеєра. Сила опору переміщенню робочого органу разом вантажем, що транспортується приймається, як правило, постійною величиною, але бувають випадки, коли вона залежить від переміщення або швидкості руху. Такі випадки бувають не частими, тому в нашому дослідженні будемо вважати, що сила опору є постійною величиною при переміщенні вантажу по жолобу скребкового конвеєра.

У кожному конкретному випадку одні властивості та характеристики скребкового конвеєра є головними, а інші – другорядними, тому в залежності від роботи конвеєра необхідно встановити ці властивості і правильно використати їх при побудові динамічної моделі. При цьому необхідно враховувати, що модель не повинна бути складною та громіздкою і повинна відображати ті елементи скребкового конвеєра, які впливають на його рух. В той же час вона повинна відображати основні властивості конвеєра і достатньо повно відображати його динаміку.

На рис 3.1 зображена кінематична схема скребкового конвеєра. Для такої кінематичної схеми скребкового конвеєра побудуємо його динамічну модель.

Для дослідження коливальних процесів та дії динамічних навантажень, що виникають в елементах тягового органу та приводу стрічкового конвеєра, його механічну систему представляють у вигляді двомасової динамічної моделі, в якій ротор електродвигуна, елементи передавального механізму, усі ділянки валів вважаються абсолютно жорсткими тілами, а тяговий орган володіє пружними властивостями. При цьому усі маси елементів конвеєра та приводного механізму приводяться до віток тягового органу скребкового конвеєра. Разом з тим, інколи виникає потреба в побудові більш повної математичної моделі динаміки руху скребкових конвеєрів для отримання більш

точних результатів дослідження динамічних процесів, які мають місце в елементах тягового органу та приводного механізму.

При побудові динамічної моделі скребкового конвеєра будемо вважати, що всі елементи скребкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, а елементи передавального механізму та тягового органу володіють пружними властивостями

3.2. Побудова динамічної моделі скребкового конвеєра

Скребковий конвеєр представимо як механічну систему, що складається з абсолютно твердих тіл, окрім елементів передавального механізму приводу, які вважаємо пружними тілами. Всі елементи приводу приводяться до приводного валу з зірочками, які будемо вважати першою приведеною масою. З іншої сторони транспортуємий вантаж, тяговий орган і натяжний і приводний вали також приводяться до приводного вала скребкового конвеєра і будемо вважати їх другою приведеною масою. Перша і друга приведені маси з'єднуються між собою пружним елементом, коефіцієнт жорсткості якого також приведений до приводного вала конвеєра. На першу приведену масу діє рушійний момент приводного електродвигуна, який також приведений до приводного вала конвеєра. Сила опору переміщенню вантажу і тягового органу також приведена до приводного вала. В такому разі скребковий конвеєр зводиться до дискретної двомасової динамічної моделі з обертальними масами, яка показана на рис.3.1.

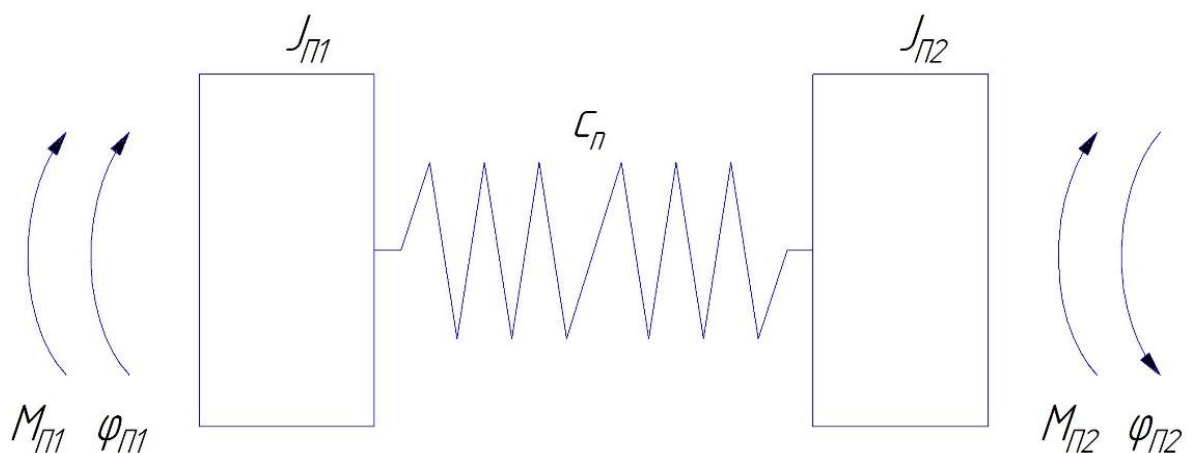


Рис. 3.1. Динамічна модель скребкового конвеєра

На рис.3.1 прийняті наступні позначення: $J_{П1}$ та $J_{П2}$ – приведені моменти інерції першої та другої частин скребкового конвеєра; C_n – коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводного механізму приведений до приводного валу; $M_{П1}$ та $M_{П2}$ – приведені до приводного валу рушійний момент приводного електродвигуна і момент сил опру переміщенню вантажу та тягового органу скребкового конвеєру; $\varphi_{П1}$ – кутова координата повороту першої приведеної маси, в яку входять ротор електродвигуна, шків пасової передачі разом з пасом, зірочки ланцюгової передачі разом з ланцюгом та пів муфти приводного механізму; $\varphi_{П2}$ – кутова координата повороту другої приведеної маси, куди входить вантаж, що транспортується, тяговий орган (ланцюги зі скребками), натяжний і приводний вали конвеєра..

До першої частини динамічної моделі входять електродвигун, пасова і ланцюгова передачі та пів муфта зі сторони електродвигуна запобіжної муфти. До другої частини динамічної моделі входять друга пів муфта запобіжної муфти, приводний вал із зірочками, натяжний вал із зірочками, тяговий орган (ланцюги) зі скребками та вантаж, що транспортується.

Для визначення моменту інерції першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реального механізму скребкового (T_1) до кінетичної енергії першої частини динамічної моделі ($T_{екв.}$)

$$T_I = T_{екв.}$$

На основі отриманого рівняння визначимо зведений момент інерції першої з мас динамічної моделі, який виражається наступною залежністю

$$I_{П1} = I_{дв} + \frac{1}{2} I_{м.п.} = 0,75 + 0,5 * 0.386 = 0.482 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.1)$$

Для визначення зведеного моменту інерції другої маси динамічної моделі використаємо рівність кінетичних енергій другої частини реального

скребкового конвеєра і другої частини його динамічної моделі. Для цього запишемо вирази цих кінетичних енергій, які визначаються такими залежностями:

$$T_e = \frac{1}{2} * I_{п2} * \omega_{дв}^2;$$

$$T_{2р} = \frac{1}{2} * \frac{I_{м.ж.}}{2} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_2 * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_m * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{зуб.} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * I_{к.б.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} m * V^2 = \frac{1}{2} * I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * I_{к.б.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} m * V^2.$$

Після прирівнювання цих виразів отримаємо таке рівняння

$$= \frac{1}{2} \left(I_{м.п.} * \omega_{дв}^2 + I_2 * \omega_{дв}^2 + I_m * \omega_{дв}^2 + I_{зуб.} * \left(\frac{\omega_{дв}}{U} \right)^2 \right) = I_{м.ж.} * \left(\frac{\omega_{к.б.}}{U} \right)^2 + I_{п.б.} * \left(\frac{\omega_{дв}}{U} \right)^2 + m * \left(\frac{\omega_{дв}}{U} * \frac{D_{п.б.}}{2} * \frac{1}{4} \right)^2 = \frac{1}{2} \omega_{дв}^2 \left(\frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_m + I_{зуб.} * \frac{1}{U^2} + I_{м.ж.} * \frac{1}{U^2} + I_{п.б.} * \frac{1}{U^2} + m * \frac{1}{U^2} * \frac{D_{п.б.}^2}{4} * \frac{1}{16} \right).$$

З отриманого рівняння знайдемо зведений момент інерції другої маси динамічної моделі скребкового конвеєра, яка виражається такою залежністю

$$I_{п2} = \frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_{ш} + I_{з.к} * \frac{1}{U^2} + I_{к.б.} * \frac{1}{U^2} + m * \frac{1}{U^2} * \frac{D_{к.б.}}{4} * \frac{1}{16} \quad (3.2)$$

Після підстановки числових значень в залежність (3.2) отримаємо числове значення зведеного моменту інерції другої маси динамічної моделі скребкового конвеєра

$$I_{п2} = \frac{0,386}{2} + 0,006 * 0,004 + 0,012 + 0,044 * \frac{1}{1000} + 0,016 * \frac{1}{1000} + 1000 * \frac{1}{1000} * 0,0625 = 0,03799025 = 0,038 \text{ кг} * \text{м}^2 * 0,0625 * \frac{1}{16} = 0,22 + 0,006 * 0,004 + 0,000044 + 0,000016 + 1 * 0,0625$$

За максимальним значенням рушійного моменту приводного електродвигуна та максимально допустимою деформацією запобіжної муфти знайдемо коефіцієнт жорсткості запобіжної муфти, який приймає наступне значення

$$C = \frac{M_{\text{ном}} * \lambda}{\Delta \varphi} = \frac{P_{\text{ном}} * \lambda}{\omega \Delta \varphi} = \frac{\frac{37000}{104,14} * 3,8}{2 * \frac{1}{57}} = \frac{977}{0,81} = 38478 \frac{\text{Н} * \text{м}}{\text{Рад}}. \quad (3.3)$$

Визначимо номінальну та синхронну кутові швидкості приводного електродвигуна скребкового конвеєра, які приймають такі значення:

$$\omega = \frac{995 * 3,14}{30} = 104,14 \text{ Рад/с};$$

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2 * 3,14 * 50}{3} = 104,6 \text{ Рад/с}.$$

Тепер визначимо номінальне та критичне ковзання приводного електродвигуна скребкового конвеєра, які приймають такі значення:

$$S_{\text{ном}} = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{ном}}}{\omega_0} = \frac{104,6 - 104,14}{104,6} = 0,004;$$

$$S_{\text{кр}} = S_{\text{ном}} (1 + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,004 (1 + \sqrt{2,75^2 - 1}) = 0,014.$$

Рушійний момент на валу приводного асинхронного електродвигуна визначається з механічної характеристики, яка залежить від кутової швидкості приводного вала електродвигуна і визначається за допомогою рівняння Клосса, яке має наступний вигляд

$$M_{\text{дв.}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\frac{S}{S_{\text{кр}}} + \frac{S_{\text{кр.}}}{S}} \quad (3.4)$$

де S , $S_{\text{кр}}$ – біжуче ковзання та критичне ковзання асинхронного електродвигуна відповідно.

За допомогою рівняння (3.4) побудована механічна характеристика приводного електродвигуна скребкового конвеєра, яка представлена на рис.3.3.

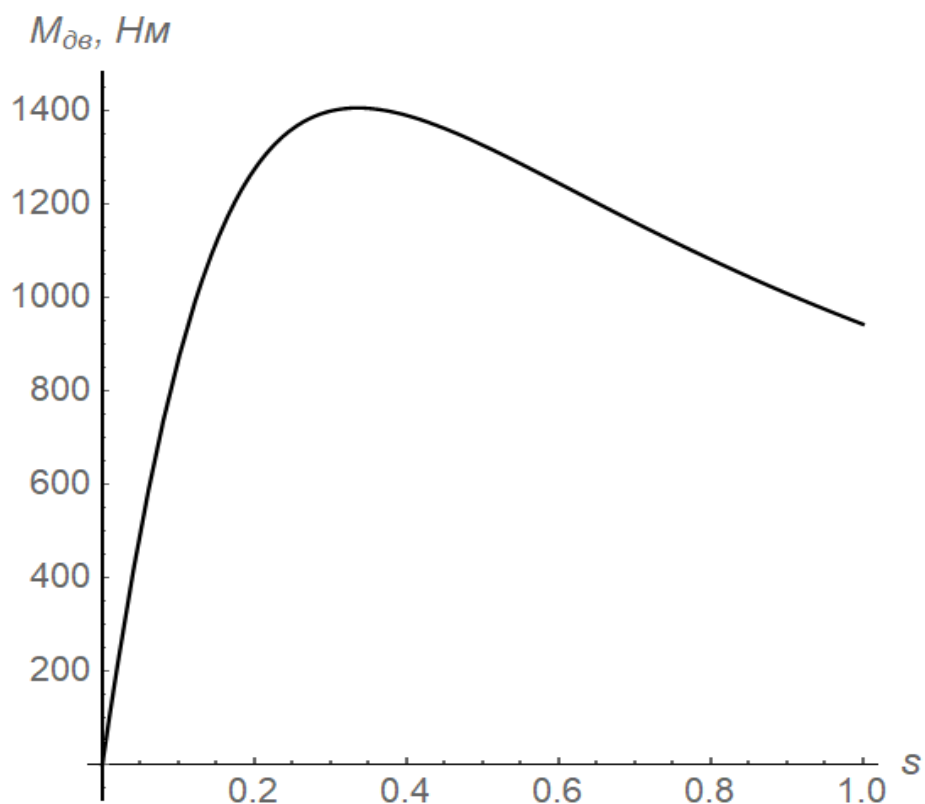


Рис. 3.2. Механічна характеристика електродвигуна скребкового конвеєру

3.3. Побудова математичної моделі скребкового конвеєра

На основі розробленої динамічної моделі скребкового конвеєра побудуємо її математичну модель. Для цього використаємо принципом динамічної рівноваги запропонований Даламбером. Згідно з цим принципом кожна з мас динамічної моделі знаходиться в динамічній рівновазі, якщо до кожної з них прикласти активні, пружні та дисипативні сили, сили реакції зв'язку між масами та сили інерції. Оскільки динамічна модель скребкового конвеєра складається з двох мас, то розчленуємо її на дві окремі маси, замінивши в'язь між масами реакцією в'язі. Крім того, на першу масу діє приведений рушійний момент електродвигуна, а на другу масу – приведений момент від сил опору переміщення тягового органу та вантажу, до кожної з мас прикладаємо момент сил інерції. В результаті наведеного отримуємо дві маси з діючими силами, графічне зображення яких показано на рис.3.3 і рис.3.4.

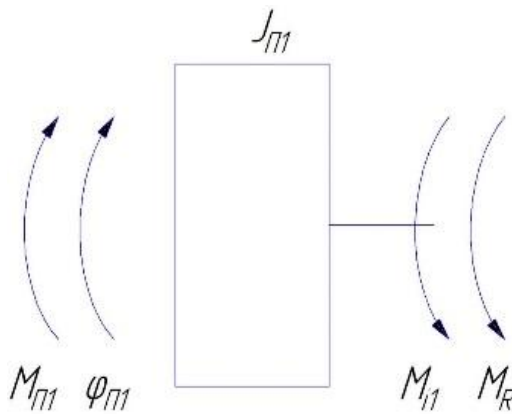


Рис.3.3. Перша маса динамічної моделі.

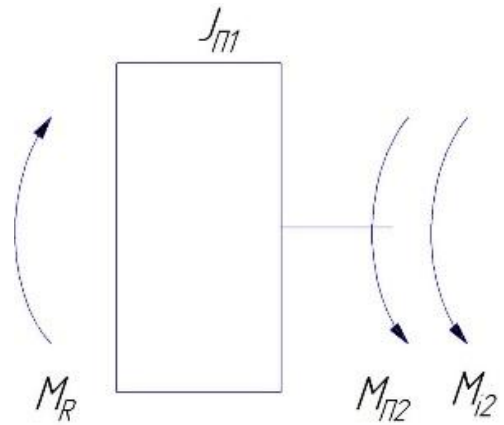


Рис.3.4. Друга маса динамічної моделі

Для кожної з цих мас складемо рівняння динамічної рівноваги (візьмемо суму моментів всіх сил відносно осі обертання, так як обидві маси динамічної моделі здійснюють обертальний рух), отримаємо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} M_{П1} - M_{i1} - M_R = 0; \\ M_R - M_{П2} - M_{i2} = 0. \end{cases} \quad (3.5)$$

Тут M_{i1} – момент сил інерції першої маси динамічної моделі; M_{i2} – момент сил інерції другої маси динамічної моделі; M_R – момент реакції пружного зв'язку між масами динамічної моделі, які виражаються наступними залежностями:

$$M_{i1} = J_{П1} \cdot \ddot{\varphi}_1;$$

$$M_{i2} = J_{П2} \cdot \ddot{\varphi}_2;$$

$$M_R = C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2).$$

Підставивши ці вирази в систему рівнянь (3.5), отримаємо систему диференціальних рівнянь, які описують динаміку руху скребкового конвеєра:

$$\begin{cases} J_{П1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{П1} - C_{п}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{П2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -M_{П2} + C_{п}(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases} \quad (3.6)$$

Система (3.6) являє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, нелінійність цієї системи викликана нелінійністю залежності рушійного моменту приводного електродвигуна, відносно кутової швидкості

першої приведенної маси динамічної моделі скребкового конвеєра. Оскільки отримана система нелінійних диференціальних рівнянь не розв'язується аналітично, то для її розв'язку скористаємось наближеними чисельними методами.

3.4. Динамічний аналіз режиму руху скребкового конвеєра

Після розв'язування системи диференціальних рівнянь (3.6) з урахуванням рівняння Клосса (3.4) для конкретних параметрів скребкового конвеєра розраховані і побудовані графічні залежності кінематичних (рис.3.6 – 3.9) , силових (рис.3.10 – 3.11) та енергетичних (рис.3.12) характеристик.

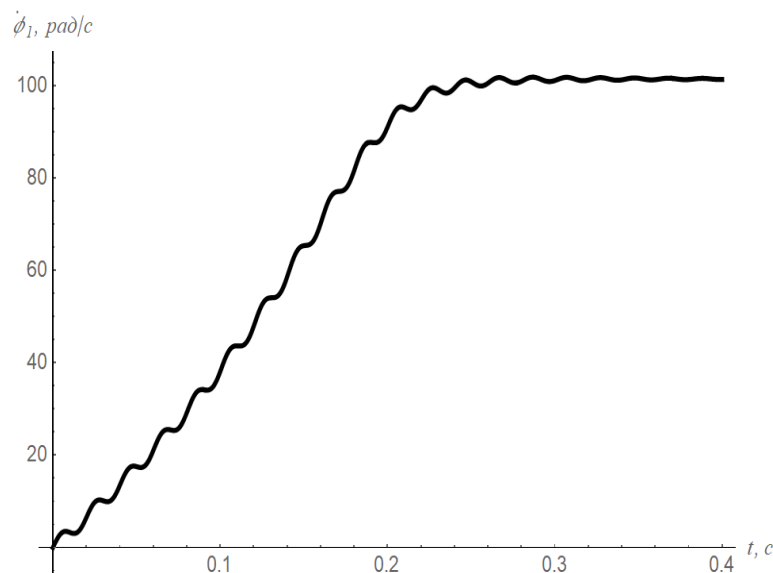


Рис 3.6 – Графік кутової швидкості першої півмуфти приводу скребкового конвеєра

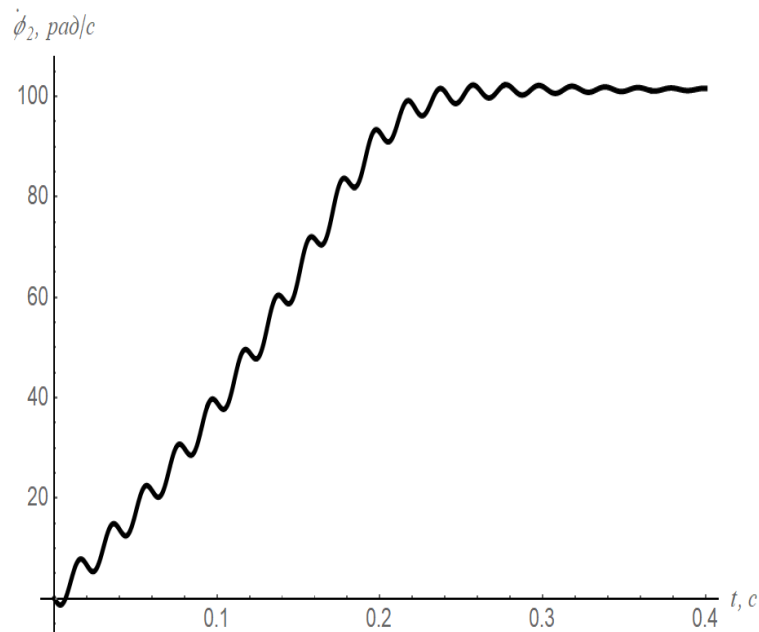


Рис.3.7. Графік кутової швидкості другої півмуфти приводу скребкового конвеєра

З графіків кутових швидкостей першої (рис.3.6) та другої (рис.3.7) мас динамічної моделі скребкового конвеєра видно, що обидві маси досить швидко (протягом 0,25 секунд) досягають усталеного значення. Разом з тим на ділянці пуску, та під час усталеного руху спостерігаються високочастотні коливання з незначною амплітудою коливань швидкості. При цьому амплітуда коливань другої маси дещо перевищує амплітуду коливань першої маси. Тому приводний механізм працює в більш сприятливому режимі ніж тяговий орган скребкового конвеєра.

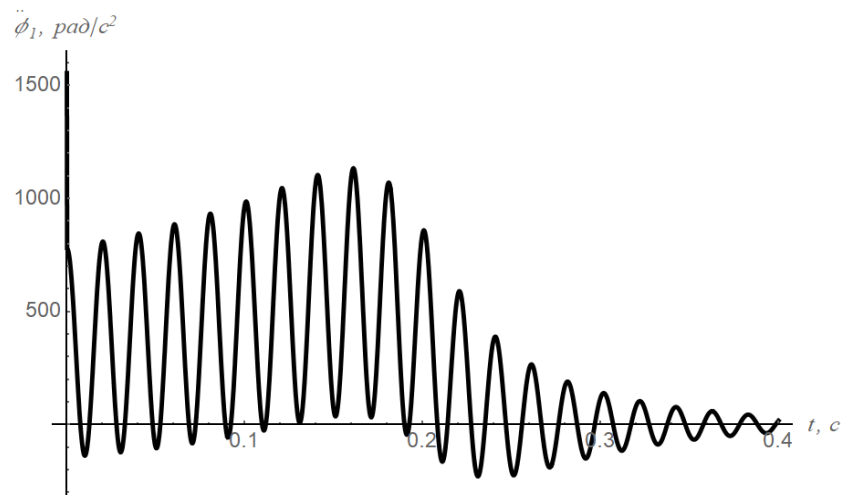


Рис 3.8. Графік кутового прискорення першої півмуфти приводу скребкового конвеєра

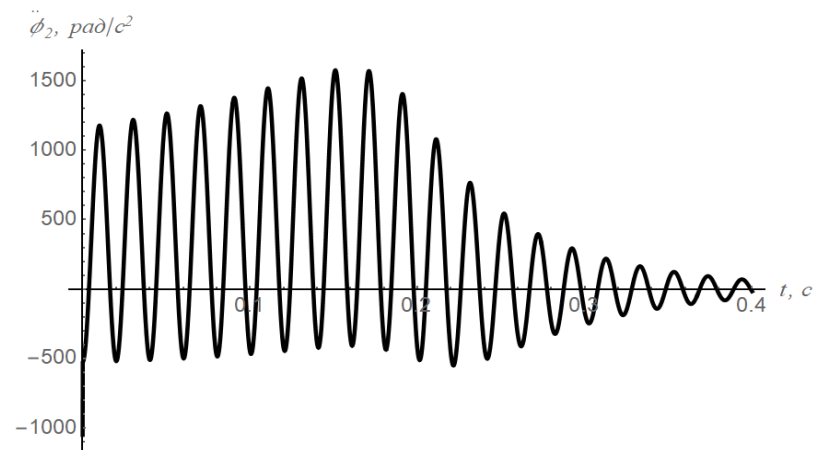


Рис 3.9. Графік кутового прискорення другої півмуфти приводу скребкового конвеєра

Графіки кутових прискорень першої (рис.3.8) та другої (рис.3.9) мас динамічної моделі скребкового конвеєра показують, що обидві маси і при пуску і при усталеному русі рухаються з високочастотними коливаннями зі значними амплітудами. З наведених графіків видно, що амплітуда коливань прискорень другої маси в 1,35 разів більша за амплітуду коливань прискорень першої маси. Максимальне значення прискорення першої маси досягає $1150 \text{ рад}/\text{с}^2$, а другої – $1600 \text{ рад}/\text{с}^2$. Затухання коливань обох мас триває близько однієї секунди. Це підтверджує, що привод працює в більш сприятливому режимі в порівнянні з тяговим органом скребкового конвеєра.

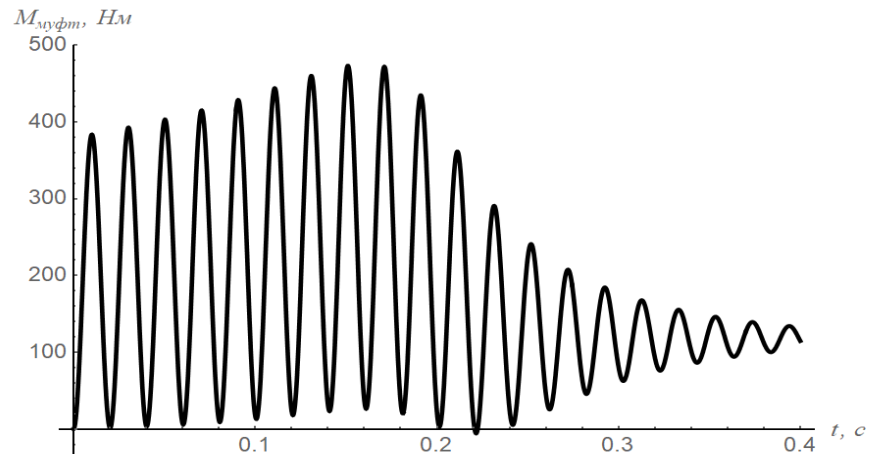


Рис 3.10. Графік зміни пружного моменту в запобіжній муфті приводу скребкового конвеєра

На рис.3.10 зображено графік моменту в запобіжній муфті, з якого видно, що пружний момент спочатку зростає, а потім спадає до усталеного значення з високочастотними коливаннями. Максимальне значення пружного моменту становить 485 Н*м, що в 4,2 разів перевищує його усталене значення. При цьому запобіжна муф сприймає значні перевантаження в процесі пуску скребкового конвеєра.

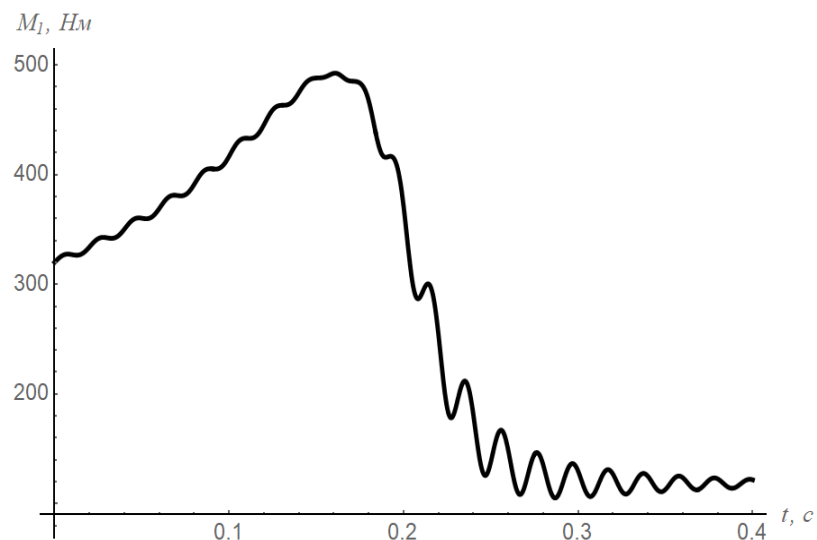


Рис. 3.11. Графік зміни рушійного моменту двигуна приводного механізму скребкового конвеєра

З рис.3.11 видно, що рушійний момент приводу від пускового значення 310 Нм спочатку зростає до максимального значення 500Нм, а потім спадає до усталеного значення 120 Нм. При цьому зміна рушійного моменту проходить з високочастотними коливаннями.

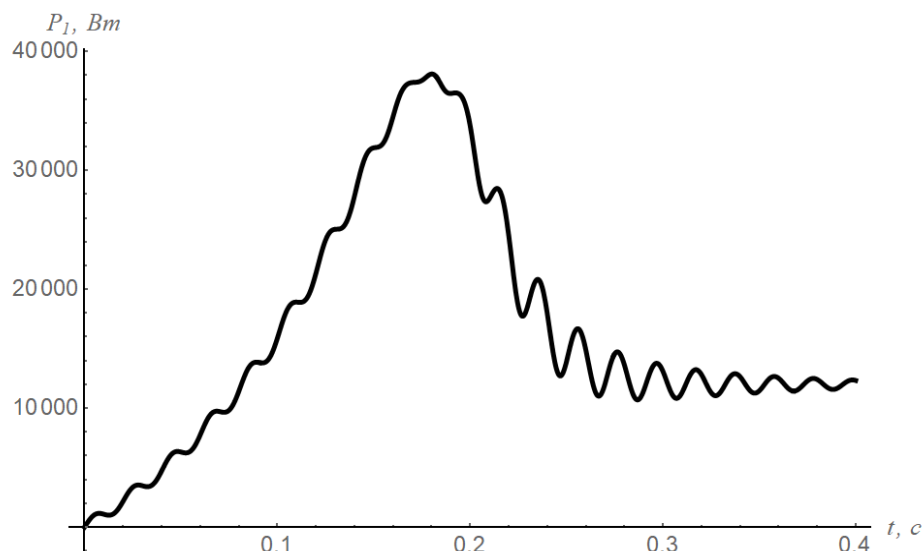


Рис 3.12. – Графік зміни потужності приводу скребкового конвеєра

Зміна потужності приводу скребкового конвеєра (рис.3.11) показує, що вона спочатку зростає до максимального значення, а потім спадає до усталеного значення, яке становить 10 кВт. При цьому потужність змінюється в коливальному режимі. Електродвигун приводу працює з перевантаженням, так як максимальне значення більше ніж в чотири рази перевищує усталене значення.

З представлених графіків можна зробити висновок, що кінематичні, силові та енергетичні характеристики скребкового конвеєра змінюються з високочастотними коливаннями зі складним характером зміни та значними перевантаженнями. Максимальні значення усіх характеристик значно перевищують їхні усталені значення. Це вказує на те, що скребковий конвеєр під час пуску працює у важкому динамічному режимі зі значними

перевантаженнями. Для поліпшення режиму пуску конвеєра необхідно провести оптимізації його режиму руху.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму руху скребкового конвеєра

В процесі оптимального керування рухом скребкового конвеєра за параметр керування обирають лінійну швидкість або прискорення тягового органу з вантажем чи рушійне зусилля приводного механізму.

Найбільш доцільним є розв'язання задачі оптимізації рухом скребкового конвеєра, якщо обрати в якості параметра керування рушійний момент приводу. Рушійний момент обмежується, однак він має більш природний характер, в порівнянні з обмеженням прискорення тягового органу з вантажем.

З динамічного аналізу режиму руху скребкового конвеєра при транспортуванні зерна встановлено, що в приводному механізмі та тяговому органі виникають значні коливання кінематичних, силових та енергетичних характеристик. Амплітуда цих коливань є значною і суттєво впливає на динамічні навантаження. Максимальні значення динамічних та енергетичних характеристик ланок скребкового конвеєра в декілька разів перевищують усталені значення. Тому виникає потреба в значному зменшенні динамічних навантажень в приводному механізмі та тяговому органі скребкового конвеєра.

Зменшити динамічні навантаження в елементах скребкового конвеєра можна шляхом вибору режиму руху приводного механізму. Для зменшення динамічних навантажень і усунення коливань в елементах приводу та тягового органу скребкового конвеєра доцільно оптимізувати режим руху приводного механізму під час пуску, де виникають найбільші навантаження та коливання ланок зі значною амплітудою. Наявність коливань приводить до виникнення значних динамічних навантажень в елементах конструкції, тягового органу та приводу скребкового конвеєра. Динамічні навантаження негативно впливають на втомне руйнування елементів приводу та тягового органу скребкового конвеєра, оскільки це знижує надійність його роботи.

Для оптимізації режиму пуску приводу скребкового конвеєра є потреба обрати критерій оптимізації. Оскільки виникають значні динамічних навантажень в елементах конструкції скребкового конвеєра, то критерій повинен відображати ці навантаження. Ці навантаження повинні відображатись протягом всього процесу пуску конвеєра, тому за критерій оптимізації режиму пуску стрічкового конвеєра оберемо 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.

Виходячи з представлених рекомендацій за критерій оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра оберемо середньоквадратичне значення пружного моменту в приводному механізмі протягом процесу пуску, який представляється наступним чином

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

де t , t_1 – координата часу та тривалість у пуску скребкового конвеєра; M_p – момент сили в пружному елементі приводу скребкового конвеєра. Так як критерій оптимізації відображає динамічні навантаження, які є небажаними для скребкового конвеєра, то він в процесі режиму пуску повинен бути мінімальним.

4.2. Визначення оптимального режиму руху скребкового конвеєра

Для оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра сформуємо критерій, який підлягає мінімізації за час пуску. У виразі критерію повинен бути момент сили в пружному елементі приводу скребкового конвеєра, тому знайдемо його. Для цього наведемо вираз пружного моменту

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

де c – коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу стрічкового конвеєра;

φ_1, φ_2 – кутові координати першої та другої зведених мас динамічної моделі стрічкового конвеєра.

З другого рівняння системи рівнянь (3.6) отримуємо такий вираз

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

де J_{p2} – момент інерції другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра при транспортуванні зерна; M_{p2} – зведений момент сил опору при переміщенні тягового органу з зерном.

Виразимо підінтегральний вираз критерію оптимізації (4.1) з урахуванням залежності (4.3), в результаті 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 представляються наступним чином

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \cdot \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^3}{dt^3} \cdot \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \cdot \frac{\partial f}{\partial \varphi_2^{IV}} = 0.$$

Після підстановки в рівняння Пуассона залежності (4.4) знайдемо умову мінімуму критерію (4.1), який відображає динамічні процеси в приводі скребкового конвеєра

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

Умова (4.5) справедлива тільки тоді, коли $\ddot{\varphi}_2 = 0$. Після інтегрування рівняння (4.5) знайдемо залежності координати другої приведеної маси динамічної моделі та її похідні за часом:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Тут C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні, що знаходяться з крайових умов руху скребкового 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 ротора двигуна скребкового конвеєра. З крайових умов (4.7) для виразів (4.6) знайдемо постійні інтегрування:

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

Після підстановки виразів (4.8) в рівняння (4.6) визначимо характеристики оптимального режиму пуску скребкового конвеєра, які забезпечують мінімальні значення пружного моменту в приводі.

З другого рівняння системи (3.6) виразимо координату першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

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

Після диференціювання за часом вираз (4.9), визначимо швидкість та прискорення обертання першої приведенної маси динамічної моделі скребкового конвеєра:

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

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

Після проведених перетворень визначимо пружний момент в приводному механізмі та рушійний момент приводу скребкового конвеєра:

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

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

Тут J_{p1}, J_{p2} – моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі скребкового конвеєра; M_{p2} – зведений до приводного валу момент сил

опору тягового органу зі скребками та вантажем; ω – кутова швидкість усталеного руху приводного валу скребкового конвеєра; t_1 – тривалість пуску приводу скребкового конвеєра.

Виразимо потужності на приводному валу скребкового конвеєра

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

4.3. Результати оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра

Після проведених розрахунків оптимального режиму пуску скребкового конвеєра для динамічної моделі побудовано графіки кінематичних (рис. 4.1 – 4.5), силових (рис.4.6 і 4.7) та енергетичних (рис.4.8) характеристик.

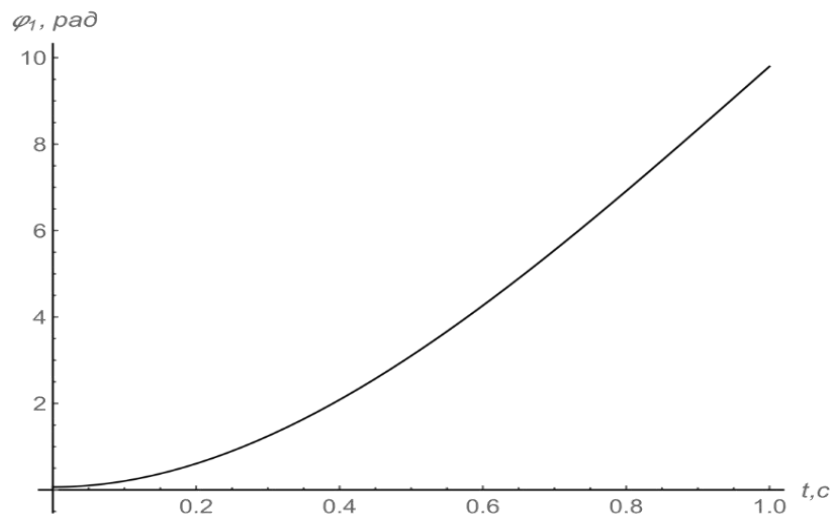


Рис . 4.1. Графік зміни кутової координати першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

Кутова координата першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра (рис .4.1) змінюється плавно в процесі пуску . При цьому рух приведеної маси здійснюється без коливань, що дає добру динаміку руху приводу.

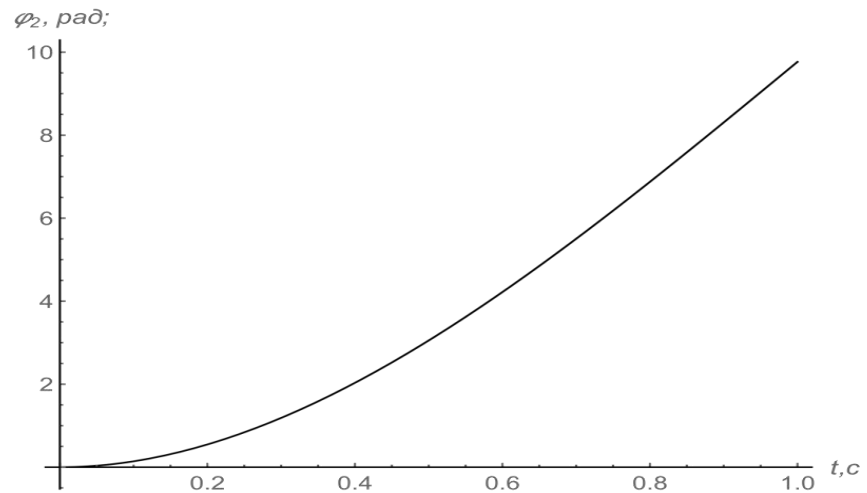


Рис. 4.2. Графік зміни кутової координати другої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

Кутова координата другої приведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра (рис. 4.2) також має плавний характер зміни під час процесу пуску. Рух приводного валу та тягового органу скребкового конвеєра здійснюється без коливань, що дає позитивну динаміку руху тягового органу з вантажем.

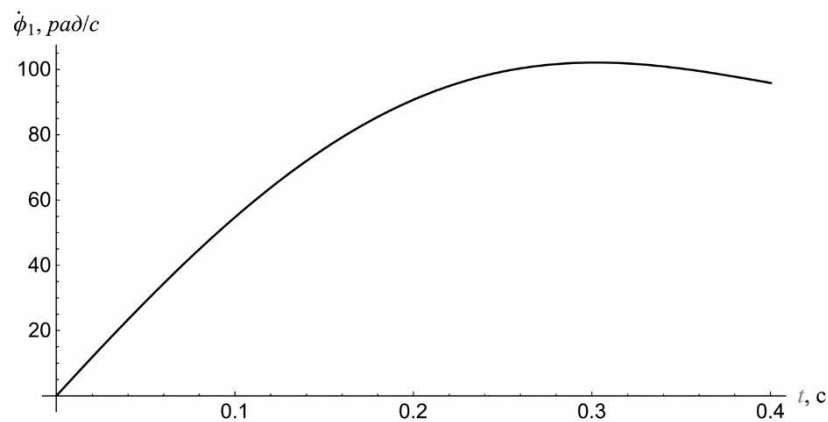


Рис.4.3. Кутова швидкість першої зведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

З рис.4.3 видно, що кутова швидкість першої приведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань за параболічним законом. Такий режим руху приводного механізму зводить до мінімуму навантаження в механізмі переміщення тягового органу з вантажем

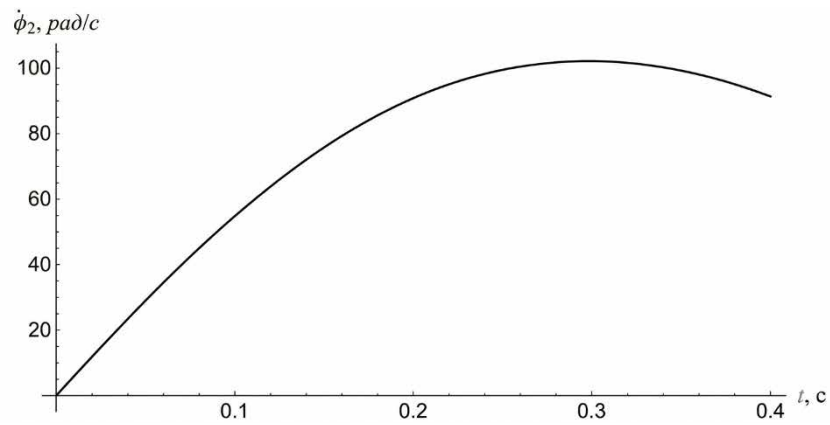


Рис.4.4. Кутова швидкість другої приведеної маси динамічної моделі скребкового конвеєра

Друга зведена маса динамічної моделі скребкового конвеєра (рис.4.2) має плавний характер зміни при оптимальному режимі пуску. Кутова швидкість другої зведеної маси плавно зростає без коливань за параболічним законом до усталеної швидкості руху. Оптимальний режим руху мінімізує дію динамічних навантажень в тяговому органі з вантажем.

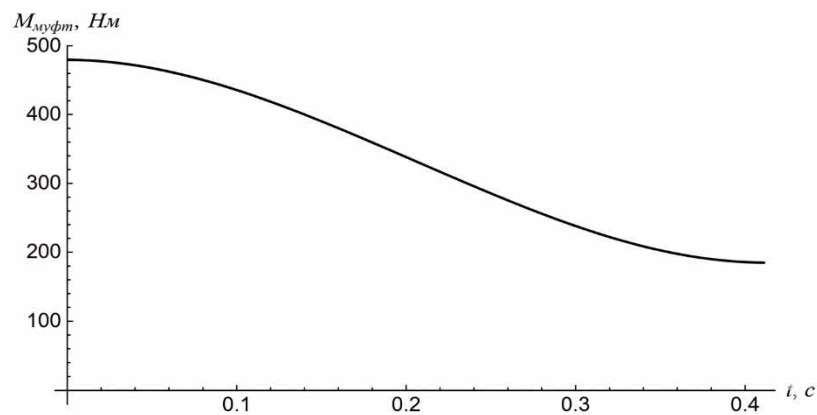


Рис.4.5. Графік зміни пружного моменту в приводі скребкового конвеєра

Пружний момент в приводному механізмі скребкового конвеєра (рис. 4.5) при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення. Тут максимальне значення в 2,5 рази перевищує усталене значення, що менше допустимого перевантаження електродвигуна та приводного механізму скребкового конвеєра.

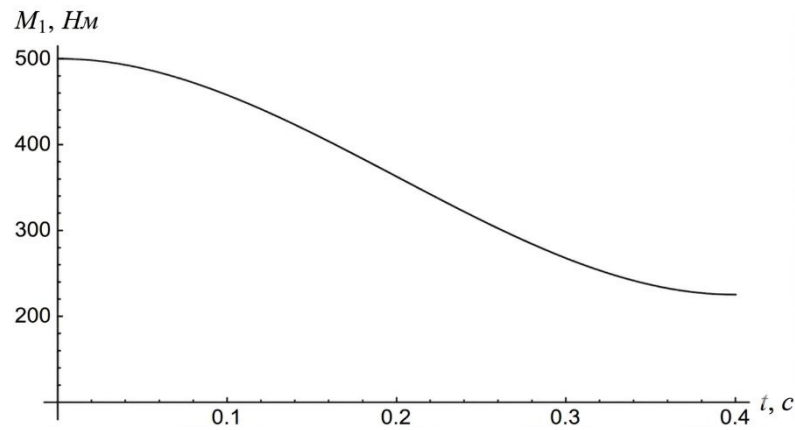


Рис.4.6. Графік зміни рушійного моменту приводу скребкового конвеєра

З графіку рушійного моменту приводу скребкового конвеєра (рис.4.6) при оптимальному режимі пуску можна бачити, що він змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення. Тут максимальне значення моменту в 2,9 разів перевищує усталене значення, що відповідає рекомендованому перевантаженню електродвигуна приводу скребкового конвеєра при пуску.

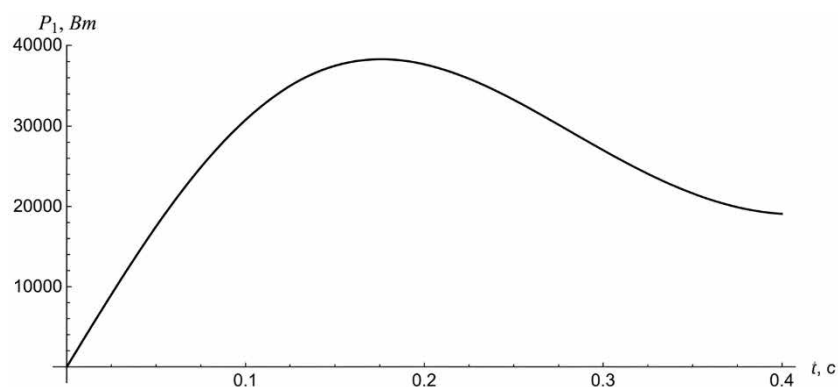


Рис.4.7. Графік зміни потужності приводу скребкового конвеєра

Потужність приводу скребкового конвеєра (рис. 4.7) при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань за параболічним законом. З початку руху зростає до максимального значення, а потім спадає до усталеного значення. Тут максимальне значення потужності в 1, 8 разів перевищує усталене значення , що відповідає встановленим нормам перевантаження електродвигуна за потужністю.

З наведених графіків кінематичних (рис.4.1 – 4.4), силових (рис.4.5, 4.6) та енергетичних (рис.4.7) характеристик оптимального режиму пуску скребкового конвеєра можна зробити висновок, що коливання в ланках приводу та тягового органу з вантажем відсутні. Це приводить до мінімізації динамічних навантажень і рух ланок приводу та тягового органу з вантажем є плавним. При оптимальному режимі пуску до мінімуму зменшуються енергетичні витрати. З наведених результатів можна зробити висновок, що оптимальний режим пуску скребкового конвеєра має значні переваги перед результатами динамічного аналізу, при якому мали місце значні коливальні процеси та перевантаження елементів приводу та тягового органу, що не сприяє нормальній роботі скребкового конвеєра.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при транспортуванні зерна

Процес транспортування зерна скребковими конвеєрами на сучасних елеваторних комплексах та зернопереробних підприємствах характеризується високою інтенсивністю механічного впливу на сировину [27]. Зерно як насипний матеріал володіє специфічними фізико-механічними властивостями, серед яких схильність до самосортування, абразивність, здатність до утворення великої кількості органічного та мінерального пилу під час тертя та ударів [29].

Експлуатація скребкових конвеєрів супроводжується дією комплексу небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які класифікуються відповідно до вимог чинних нормативних документів України, зокрема НПАОП 15.0-1.01-17 [28]:

- **Фізичні фактори:** рухомі елементи приводу та тягового контуру; підвищений рівень шуму та вібрації; небезпечна напруга в електричній мережі; статична електрика [31].
- **Хімічні та біологічні фактори:** дрібнодисперсний зерновий пил, що містить спори грибів, бактерії та хімічні сполуки після обробки зерна пестицидами [30].
- **Психофізіологічні фактори:** монотонність праці, фізичні перевантаження під час технічного обслуговування у стеснених умовах транспортних галерей [30].

Особливе місце посідає загроза пилового вибуху [27]. Зерновий пил у зваженому стані утворює з повітрям вибухонебезпечну суміш [29]. Нижня концентраційна межа вибуховості зернового пилу лежить у діапазоні 40-60 г/м³, а верхня сягає 900-1100 г/м³ [9]. Наявність легкозаймистих органічних речовин (білків, жирів, вуглеводів) у складі пилу за наявності джерела запалювання

(наприклад, фрикційної іскри або гарячої поверхні тертя) ініціює миттєвий вибух [29]. Пил, що осідає на конструкціях конвеєра, створює загрозу вторинного вибуху та є першопричиною пожеж [29]. Постійна присутність пилу в робочій зоні також викликає у персоналу хронічні захворювання дихальних шляхів (риніти, фарингіти, бронхіти) [30].

Таблиця 5.1.

Характеристика небезпечних та шкідливих виробничих факторів при експлуатації конвеєра

Виробничий фактор	Джерело виникнення на конвеєрі	Нормативний показник (ГДК/ГДР)	Нормативна база України
Органічний пил зерна	Механічний знос зерна, пересипання, нещільність коробка ³	ГДК у робочій зоні – 4,0 мг/м ³ ; НКМПП – 40 г/м ³ [38]	ГОСТ 12.1.005-88, НПАОП 15.0-1.01-17 [28]
Виробничий шум	Редуктор, електродвигун, тертя ланцюга та скребків об сталь [33]	$L_{\text{ЕХ}}, 8 \text{ год} \leq$ (нижнє робоче значення) [38]	ДСН 3.3.6.037-99 [39]
Локальна та загальна вібрація	Незбалансованість валів, ударні процеси при запуску приводу [33]	Граничні рівні віброприскорення та віброшвидкості	ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008 [32]

Механічна травмонебезпека	Відкриті зони набігання ланцюга на зірочки, вали [31]	Повна ізоляція небезпечних зон [40]	ДСТУ EN ISO 13857:2016, ДСТУ EN 618:2017 [40]
Електричний струм	Пробій ізоляції, витік струму на корпус конвеєра [42]	Граничний струм витоку, опір заземлення $\leq 4\text{Ом}$ [32]	ДСТУ 7237:2011, ПУЕ [32]

5.2. Небезпеки при роботі приводу, ланцюгового механізму та скребкового органу

Механічна система скребкового конвеєра складається з приводної та натяжної станцій, замкнутого тягового ланцюга та консольних або двоцепних скребків, які переміщуються всередині герметичного металевого жолоба (короба) [33]. Основним джерелом механічної небезпеки є приводний механізм та зони зачеплення ланцюга із приводними і натяжними зірочками [31]. Затягування одягу або кінцівок персоналу в ці зони призводить до важкого травмування [31].

Динамічні процеси у тяговому контурі конвеєра створюють додаткові ризики руйнування конструкції [33]. Тяговий ланцюг є пружним елементом із розподіленими параметрами [43]. Під час пуску нерегульованого асинхронного двигуна виникає значний стартовий крутний момент, що викликає різке прискорення приводної зірочки [33]. Це провокує виникнення поздовжніх коливань та хвиль пружної деформації в ланцюговому контурі [33].

5.3. Заходи безпеки під час експлуатації скребкового конвеєра

Безпечна експлуатація скребкових конвеєрів для транспортування зерна регулюється жорсткими технічними заходами безпеки, регламентованими НПАОП 15.0-1.01-17 та стандартами безпеки машин ДСТУ EN 618:2017 [28].

Першочерговим заходом є встановлення захисних огорожень та кожухів [31]. Усі відкриті обертові та рухомі елементи приводу, натяжних станцій, а також ділянки ланцюга поза коробом огорожуються суцільними металевими кожухами [31]. Конструкція огорожень має відповідати вимогам ДСТУ EN ISO 13857:2016 та обладнуватися блокувальними пристроями, що унеможливають запуск конвеєра за відчинених кришок [31]. Оглядові люки на коробі обладнуються запобіжними решітками з розміром вічок не більше 20x20 мм [31].

Для попередження аварійних ситуацій конвеєрна установка оснащується комплексом засобів автоматичного захисту [31]:

Тпюлиця 5.2.

Характеристики засобів автоматичного захисту для попередження аварійних ситуацій

Елемент автоматизації	Функціональне призначення	Схема дії при аварії
Датчик підпору зерна	Контроль переповнення робочої порожнини короба [45]	Вимкнення приводу при заторах зерна в розвантажувальному патрубку [31]
Реле контролю швидкості	Контроль номінальної швидкості ланцюга [31]	Зупинка двигуна при проковзуванні зірочки або обриві ланцюга [31]

Датчик натягу ланцюга	Контроль провисання та видовження ланцюга [42]	Блокування пуску при невідповідності натягу нормативним значенням [42]
Кнопка аварійної зупинки	Екстрене відключення конвеєра персоналом [31]	Миттєве знеструмлення пускового контактора приводу з фіксацією кнопки [31]
Канатний вимикач	Зупинка конвеєра з будь-якої точки транспортного проходу [31]	Спрацьовує при натягу або обриві троса вздовж усього конвеєра [31]

Згідно з НПАОП 15.0-1.01-17, будь-які роботи з технічного обслуговування, очищення від налиплого зерна або ремонту ланцюга дозволяється проводити тільки після повного відключення електроживлення, блокування ввідного автомата у положенні «Вимкнено» за системою LOTO (Lockout/Tagout) та вивішування попереджувальних плакатів [28]. Роботи всередині короба конвеєра належать до робіт з підвищеною небезпекою і виконуються виключно за нарядом-допуском комісією у складі не менше двох працівників під безпосереднім наглядом відповідальної особи [34].

5.4. Електробезпека та пожежна безпека

Електроустановки зернових конвеєрів експлуатуються в умовах підвищеної концентрації горючого пилу, що вимагає застосування спеціальних заходів електро- та пожежобезпеки [27]. Відповідно до ДСТУ 7237:2011, система електропостачання конвеєра повинна забезпечувати надійний захист персоналу від ураження електричним струмом [32]. Корпус електродвигуна, металевий короб конвеєра, шафи управління та опорні металоконструкції приєднуються до

загального контуру заземлення [32]. Опір заземлювального пристрою у будь-яку пору року не повинен перевищувати [32].

Для компенсації стикових опорів окремих секцій короба конвеєра та запобігання накопиченню статичної електрики всі металеві з'єднання шунтуються гнучкими мідними провідниками [42]. Це забезпечує безперервність електричного ланцюга на заземлювач [42]. Для захисту від струмів короткого замикання та перевантаження двигуна застосовують автоматичні вимикачі з тепловими та електромагнітними розчеплювачами та пристрої захисного відключення (ПЗВ) [42]. Електродвигуни конвеєрів у пилових зонах повинні мати клас вибухозахисту не нижче Ex t (згідно з класифікацією зон за ПУЕ – клас 21 або 22) та ступінь захисту оболонки IP65 [42].

Пожежна безпека на дільницях транспортування зерна забезпечується виконанням таких превентивних вимог [27]:

1. **Ефективна аспірація.** Підключення завантажувальних та розвантажувальних патрубків конвеєра до аспіраційних систем із рукавними фільтрами дозволяє знизити запиленість повітря в галереях нижче вибухонебезпечної межі [29]. Сучасні системи аспірації здатні вловлювати до 95% дрібнодисперсного пилу [36].
2. **Контроль температури.** Підшипникові вузли приводного та натяжного валів обладнуються датчиками температури, які відключають привід при нагріванні підшипників вище 70 °С для запобігання спалаху пилу [31].
3. **Первинні засоби пожежогасіння.** Транспортні естакади та галереї комплектуються порошковими вогнегасниками типу ВП-5 або ВП-9, ящиками з піском та азбестовими покривалами [31]. У разі виникнення пожежі персонал зобов'язаний негайно зупинити конвеєри, вимкнути аспіраційну систему для недопущення поширення полум'я повітроводами та розпочати гасіння [42].

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Економічна ефективність впровадження системи керування скребковим конвеєром базується на порівнянні витрат на модернізацію приводу з отриманим річним економічним ефектом. Ефект досягається за рахунок двох складових: зниження питомих витрат електроенергії (завдяки частотному регулюванню) та зменшення втрат зерна через механічне травмування при зміні режиму його транспортування.

6.1. Розрахунок капітальних вкладень

Для реалізації запропонованого технічного рішення необхідна модернізація системи електроприводу. Капітальні вкладення K складаються з вартості обладнання, монтажних робіт та витрат на пусконаладження:

$$K = K_{obl} + K_{mont} + K_{prog}$$

де:

$K_{obl} = 35000$ грн – вартість частотного перетворювача (VFD) та датчиків контролю потоку;

$K_{mont} = 8000$ грн – вартість монтажних робіт та допоміжних матеріалів;

$K_{prog} = 5000$ грн – витрати на розробку та налаштування програмного забезпечення.

Отже, сумарні капітальні вкладення становлять:

$$K = 48000 \text{ грн.}$$

6.2. Визначення річної економії від експлуатації

Економічний ефект E_p складається з економії електроенергії та економії від збереження якості продукції:

Економія електроенергії E_{el} . Впровадження VFD дозволяє знизити енергоспоживання на 25%. При річному споживанні базовим конвеєром 40000 кВт·год/рік та тарифі 6 грн/кВт·год:

$$E_{el} = 40000 * 0,25 * 6 = 60000 \text{ грн/рік.}$$

Економія від зменшення травмування зерна E_{gr} . Згідно з результатами досліджень [55], зниження середньої швидкості руху скребків на 15% у критичні моменти навантаження дозволяє зменшити відсоток травмованого зерна на 1,2%. При продуктивності конвеєра 50 т/год та ціні зерна 8000 грн/т:

$$E_{gr} = (\text{Обсяг транспортування}) * (\% \text{ економії}) * (\text{Ціна}) = (12000 \text{ т/рік}) * 0,012 * 8000 * 0,05 (\text{коэф. втрат}) = 57600 \text{ грн/рік.}$$

6.3. Показники ефективності

Річний економічний ефект:

$$E_p = E_{el} + E_g - E_{amort} = 60000 + 57600 - (48000 * 0,15) = 110400 \text{ грн.}$$

де 0,15 – коефіцієнт амортизаційних відрахувань).

Термін окупності проекту T_{ok} :

$$T_{ok} = K/E_{ec} = 48000/110400 \approx 0,44 \text{ року.}$$

Таким чином, інвестиції в модернізацію скребкового конвеєра окупаються менш ніж за один сезон експлуатації (5 місяців), що підтверджує високу економічну ефективність розробки.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі розроблена конструкція та проведені необхідні розрахунки на міцність складових елементів скребкового конвеєра для транспортування сипких вантажів. Розробка конструкції скребкового конвеєра здійснена на основі аналізу існуючих конструкцій скребкових конвеєрів та їх елементів, де виявлені основні недоліки та переваги існуючих скребкових конструкцій. Значна увага приділена визначенню динамічних навантажень, які виникають при роботі скребкових конвеєрах.

Враховуючи аналіз можливих варіантів привода скребкового конвеєра була розроблена кінематична схема приводу, що включає мотор-редуктор та ланцюгову передачу зі скребками.

Для проведення динамічних досліджень розроблено двомасову динамічну модель скребкового конвеєра, зі складовими елементами приводу і робочий органу з вантажем, на які діють рушійний момент і момент сил опору переміщенню вантажу та тягового органу. На базі динамічної моделі розроблено математичну модель, яка описується системою нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку.

Після проведених розрахунків математичної моделі здійснено динамічний аналіз скребкового конвеєра, де виявлені значні високочастотні коливання в приводному механізмі та робочому органі скребкового конвеєра зі значними динамічними перевантаженнями. Для усунення високочастотних коливань і зменшення динамічних навантажень здійснено оптимізацію режиму пуску скребкового конвеєра, яка дозволила значно зменшити динамічні навантаження.

Виконано розрахунок скребкового конвеєра, підібрано тяговий орган зі встановити скребки на двох ланцюгах, а також вибрано форму скребків, що є найбільш прийнятною для транспортування сипких вантажів.

В магістерській роботі розроблені заходи з охорони праці під час роботи зі скребковим конвеєром та проведені економічні розрахунки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Mathematical model of a dynamic process of transporting a bulk material by means of a tube scraping conveyor / V. I. Loveikin, Y. O. Romasevych, A. V. Shymko, K. O. Shymko. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2019. Вип. 302. С. 138–147. DOI: <https://doi.org/10.31548/agr2019.302.138> (дата звернення: 12.02.2025).
2. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko A. The Dynamics of the Working Body of the Tubular Conveyor with the Relieved Scraping Elements. *Journal of Applied and Computational Mechanics*. 2020. Vol. 6, No. 4. P. 963–973. DOI: <https://doi.org/10.22055/jacm.2019.29969.1661> (дата звернення: 15.02.2025).
3. Analysis of Scraper Conveyor Chain Dynamics under Falling Coal Impact Conditions / S. Wang, J. Yang, C. Zhang et al. *Machines*. 2024. Vol. 12, No. 9. Art. 648. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines12090648> (дата звернення: 03.03.2025).
4. Measurement of Amount for Steel Abrasive Material Transported by Special Scraper Conveyor / T. Giesko, S. Kozioł, K. Siczek, J. Szwedowicz. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, No. 4. Art. 1852. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11041852> (дата звернення: 20.03.2025).
5. Running resistance of scraper conveyors: an investigation based on coal viscoelasticity with experimental validation / Q. Zhang, J. Mao, Z. Xie, Y. Zhang. *Forschung im Ingenieurwesen*. 2022. Vol. 86. P. 381–392. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00527-2> (дата звернення: 11.04.2025).
6. Modeling and Optimization of Soft Start-Up for Hydroviscous Drive Applied to Scraper Conveyor / K. Guo, X. Wei, L. Han et al. *Mathematical Problems in Engineering*. 2018. Vol. 2018. Art. ID 8031310. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/8031310> (дата звернення: 25.04.2025).

7. Dynamic Properties of Chain Drive in a Scraper Conveyor under Various Working Conditions / S. Wang, S. Zhang, C. Zhang et al. *Machines*. 2022. Vol. 10, No. 7. Art. 579. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10070579> (дата звернення: 05.05.2025).
8. Determination of grain material damage during transportation by screw conveyor / M. Hevko, R. Rogatynskiy, O. Lyashuk et al. *Machines. Technologies. Materials*. 2025. Vol. 19, No. 3. P. 57–60. (дата звернення: 18.05.2025).
9. Рухлінський В. В., Малик В. В. Дослідження процесу травмування зерна гвинтовим конвеєром // Репозитарій Центральноукраїнського національного технічного університету (DSpace Repository). URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/items/41585099-8e24-4f13-8036-9aa8bc5eb3> (дата звернення: 22.05.2025).
10. Mechatronic drive of a scraper conveyor as an integrated module of power engineering, automated and information-control systems / V. I. Loveikin, Y. O. Romasevych, A. V. Shymko et al. *Науковий вісник НУБіП України*. 2018. Вип. 290. С. 112–122. (дата звернення: 04.06.2025).
11. Grain kernel damage during threshing: a comprehensive review of theories and models / F. S. Al-Sharif, M. A. Basunya, M. N. Al-Amri et al. *Journal of Agricultural Engineering*. 2024. Vol. 55, No. 2. Art. 1674. DOI: <https://doi.org/10.4081/jae.2024.1674> (дата звернення: 19.06.2025).
12. Mining Scraper Conveyors Chain Drive System Lightweight Design: Based on DEM and Topology Optimization / C. Zhang, J. Yang, S. Wang et al. *Computation*. 2025. Vol. 13, No. 9. Art. 225. DOI: <https://doi.org/10.3390/computation13090225> (дата звернення: 02.07.2025).
13. *Applied Sciences*. Volume 15, Issue 22 (November-2 2025). MDPI AG, 2025. 498 p. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/15/22> (дата звернення: 14.07.2025).

14. A review of emerging trends in circular manure management and the role of digital solutions / H. M. Schulz, T. J. Mueller, K. E. Smith et al. *Deutsche Nationalbibliothek*. 2025. URL: <https://d-nb.info/1375736477/34> (дата звернення: 28.07.2025).
15. Study of the features of grain transportation of various agricultural crops by scraper elevators of combine harvesters / O. V. Tsurkan, S. V. Pozhar, V. M. Gerasymchuk et al. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2024. Vol. 72, No. 1. P. 115–124. DOI: <https://doi.org/10.35633/inmateh-72-11> (дата звернення: 09.08.2025).
16. Study on vibration characteristics of the polygon effect of scraper conveyor / X. Li, C. J. Zhang, H. M. Liu et al. *Journal of Mechanical Strength*. 2018. Vol. 40, No. 1. P. 34–40. DOI: <https://doi.org/10.16579/j.issn.1001.9669.2018.01.004> (дата звернення: 25.08.2025).
17. Analysis of Scraper Conveyor Chain Dynamics under Falling Coal Impact Conditions / S. Wang, J. Yang, C. Zhang et al. *Research Square*. 2024. Preprint. DOI: <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-4886612/v1> (дата звернення: 11.09.2025).
18. Analysis of the Causes of Failure and Damage to Conveyor Scraper for Transporting Oil Palm Bunches at PT. Socfindo Seunagan Plan / M. Faisal, I. Ibrahim, H. Husaini et al. *Jurnal Inotera*. 2023. Vol. 8, No. 2. P. 209–218. DOI: <https://doi.org/10.31575/inotera.v8i2.273> (дата звернення: 29.09.2025).
19. Analysis of longitudinal and torsional vibration of mining scraper conveyor under the over bending section working condition / J. Mao, Q. Zhang, Z. Xie et al. *Journal of Vibroengineering*. 2021. Vol. 23, No. 4. P. 812–826. DOI: <https://doi.org/10.21595/jve.2020.21523> (дата звернення: 14.10.2025).
20. Рухлінський В. В. Канатний конвеєр з гнучким робочим органом для зменшення травмування зерна. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Серія: Агроінженерні дослідження*. 2013. № 17.

- C. 33–39. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?I21DBN=UJRN&P21DBN=UJRN&Z21ID=&S21REF=10&S21CNR=20&S21STN=1&S21FMT=JW_pdf&C21COM=F&2_S21P03=FILA=&2_S21STR=Vlnau_agr_2013_17_33 (дата звернення: 26.10.2025).
21. Рухлінський В. В. Обґрунтування параметрів та режимів роботи канатного конвеєра для транспортування насіння нішевих культур : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Дніпровський державний аграрно-економічний університет. Дніпро, 2021. 185 с. URL: <https://dspace.dsau.dp.ua/bitstream/123456789/6775/1/%D0%A0%D1%83%D1%85%D0%BB%D1%96%D0%BD%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B8%D0%B9%20%D0%92.%D0%92..pdf> (дата звернення: 05.11.2025).
22. Рухлінський В. В. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування гвинтовим конвеєром з рівнозбільшеним кроком витків. *Наукові горизонти*. 2016. № 1 (53). С. 142–148. URL: <https://sciencehorizon.com.ua/uk/journals/1-53-2016/ryezultati-yekspyerimyentalnikh-doslidzhyen-vyelichini-travmuvannya-zyerna-pid-chas-transportuvannya-gvintovim-konvyeyerom-z-rivnozbilshyem-krokom-vitkiv> (дата звернення: 18.11.2025).
23. Dynamic characteristics of scraper conveyor chain drive system under the impact condition of lump coal / S. Wang, J. Yang, C. Zhang et al. *PLoS ONE*. 2024. Vol. 19, No. 2. Art. e0297491. DOI: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0297491> (дата звернення: 02.12.2025).
24. Engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises / O. M. Shpykuliak, V. M. Topolnytskyi, I. V. Tarasova et al. *Wyższa Szkoła Zarządzania i Administracji w Opolu*. 2024. P. 45–58. URL: <https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2024/06/ENGINEERING->

[MANAGEMENT-OF-AGROTRONICS-OF-GRAIN-PRODUCTION-BY-AGRICULTURAL-ENTERPRISES.pdf](#) (дата звернення: 15.12.2025).

- 25.Ловейкін В. С., Мельніченко В. В. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілкового крана. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: електронний науковий журнал. 2015. № 24. URL: <http://agrmash.info/zb/24/part32.pdf> (дата звернення: 20.12.2025).
- 26.Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2012. Вип. 124, т. 2. URL: http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_124-2/43.pdf (дата звернення: 22.12.2025).
- 27.Обґрунтування заходів щодо забезпечення вибухобезпеки норій та конвеєрів на сучасних елеваторах / уклад. О. В. Шаповалов // Матеріали Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт зі спеціальності «Цивільна безпека (Охорона праці)». Харків : ХНАДУ, 2020. URL: https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_vcheniy_secretar/%D0%9E%D0%A5%D0%9E%D0%A0%D0%9E%D0%9D%D0%90_%D0%9F%D0%A0%D0%90%D0%A6%D0%86/2020/NRVybukhobezpeka_Elevatoriv.pdf (дата звернення: 02.02.2026).
- 28.НПАОП 15.0-1.01-17. Правила охорони праці для працівників, зайнятих на роботах зі зберігання та переробки зерна. [Чинний від 2017-06-09] // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=76343 (дата звернення: 05.02.2026).
- 29.Аспірація на елеваторі – ключовий елемент технології. *AgroTimes*. 2021. URL: <https://agrotimes.ua/article/aspiracziya-na-elevatori-klyuchovyj-element-tehnologiyi/> (дата звернення: 09.02.2026).

- 30.Обов'язкова аспірація. *AgroTimes*. 2022. URL: <https://agrotimes.ua/article/obovyazkova-aspiracziya/> (дата звернення: 12.02.2026).
- 31.Дотримання вимог охорони праці на елеваторах. *Охорона праці і пожежна безпека*. 2023. URL: <https://pro-op.com.ua/article/17358-dotrimannya-vimog-okhoroni-pratsi-na-elevatorakh> (дата звернення: 16.02.2026).
- 32.ДСТУ 7306:2013. Стрічки конвеєрні гумотканинні шахтні. Технічні умови. Київ : Мінекономрозвитку України, 2014. URL: https://www.ksv.biz.ua/GOST/DSTY_ALL/DSTU2/dstu_7306-2013.pdf (дата звернення: 19.02.2026).
- 33.Ткаченко А. О. Зниження динамічних навантажень в асинхронних електроприводах скребкових конвеєрів у робочих та аварійних режимах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». Харків, 2013. 20 с. URL: <http://www.kpi.kharkov.ua/archive/phd/abstract/2013/%D0%A2%D0%BA%D0%B0%D1%87%D0%B5%D0%BD%D0%BA%D0%BE%20%D0%90.%D0%9E.%20-%20%D0%n...pdf> (дата звернення: 23.02.2026).
- 34.Навчальний курс: Правила охорони праці для працівників, зайнятих на роботах зі зберігання та переробки зерна (НПАОП 15.0-1.01-17). *Дистанційне навчання «Охорона Праці»*. URL: <https://do.ohrantruda.com/course/view.php?id=17> (дата звернення: 26.02.2026).
- 35.Система аспірації убезпечить елеватор від пожеж і вибухів. *AgroTimes*. 2020. URL: <https://agrotimes.ua/article/systema-aspiracziyi-ubezpechyt-elevator-vid-pozhezh-i-vybihiv/> (дата звернення: 02.03.2026).
- 36.Зерновий пил і іскра: чому елеватори вибухають. *Elevatorist.com*. 2019. URL: <https://elevatorist.com/blog/read/985-zernoviy-pil-i-iskra-chomu-elevatori-vibuhayut> (дата звернення: 05.03.2026).

37. Вимоги безпеки під час переробки та зберігання зерна. *Журнал «Охорона праці»*. 2023. URL: <https://ohoronapraci.com.ua/articles/67355-vymohy-bezpeky-pid-chas-pererobky-ta-zberihannya-zerna> (дата звернення: 09.03.2026).
38. Граничні та робочі значення шумового впливу на робочому місці : Додаток до наказу МОЗ України від 23.03.2023 № 540. URL: https://moz.gov.ua/uploads/9/46297-dn_540_23032023_dod.pdf (дата звернення: 12.03.2026).
39. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=48147 (дата звернення: 16.03.2026).
40. ДСТУ EN 115-1:2019. Безпечність ескалаторів та пасажирських конвеєрів. Частина 1. Конструкція та встановлення (EN 115-1:2017, IDT) // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=88043 (дата звернення: 19.03.2026).
41. ДСТУ EN 618:2017. Підіймально-транспортне обладнання та системи безперервної дії. Обладнання для механічного вантаження сипких матеріалів, крім стаціонарних стрічкових конвеєрів. Вимоги щодо безпеки та електромагнітної сумісності // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=75934 (дата звернення: 23.03.2025).
42. Примірня інструкція з охорони праці для транспортувальника. *Охорона праці в Україні*. 2022. URL: <https://ohoronapraci.com.ua/instructions/667335-prymirna-instruktsiya-z-okhorony-pratsi-dlya-transportuvalnyka> (дата звернення: 26.03.2026).
43. Довбиш Т. А. Обґрунтування параметрів і режимів роботи гвинтового конвеєра з еластичним гвинтом : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 /

- Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.
Тернопіль, 2021. 192 с. URL: https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/30708/4/dis_Dovbysh.pdf (дата звернення: 30.03.2026).
- 44.Геряк С. В. Дослідження процесу стопоріння скребкового конвеєра і розробка автоматичного пристрою захисту його трансмісії на основі застосування індукційно-динамічного гальмування // Портал магістрів Донецького національного технічного університету. URL: <https://masters.donntu.ru/2012/fkita/geriak/diss/indexu.htm> (дата звернення: 02.04.2026).
- 45.Правила охорони праці для працівників, зайнятих на роботах зі зберігання та переробки зерна : НПАОП 15.0-1.01-17 // Інформаційна система «Закон». URL: https://zakon.isu.net.ua/sites/default/files/normdocs/npaop_15.0-1.01-17.doc (дата звернення: 06.04.2026).
- 46.НПАОП 15.0-1.01-17. Правила охорони праці для працівників, зайнятих на роботах зі зберігання та переробки зерна. Київ : Держпраці, 2017. 142 с. URL: <https://www.scribd.com/document/604878145/> (дата звернення: 09.04.2026).
- 47.Організація робіт зі зберігання та переробки зерна відповідно до НПАОП 15.0-1.01-17. *Охорона праці і пожежна безпека*. 2021. URL: <https://pro-op.com.ua/article/1010-pravila-ohoroni-prats-dlya-pratsvnikv-zaynyatih-na-robotah-z-zbergannya-ta-pererobki-zerna> (дата звернення: 13.04.2026).
- 48.НПАОП 10.0-1.07-02. Правила експлуатації підземного технологічного транспорту // Державна служба України з питань праці (офіційний вебпортал). URL: <https://dsp.gov.ua/wp-content/uploads/2015/07/npaop-10.0-1.07-02.doc> (дата звернення: 16.04.2026).

- 49.Плавний пуск насоса – як працює soft starter? // Відеохостинг YouTube.
URL: https://www.youtube.com/watch?v=_mezNoaxB3U (дата звернення: 20.04.2026).
- 50.ДБН В.1.2-10:2021. Захист від шуму та вібрації // Єдина державна електронна система у сфері будівництва. URL: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3074182588647081328?doc_type=2 (дата звернення: 23.04.2026).
- 51.Скребкові транспортери та конвеєри: технічні характеристики та асортимент // Офіційний сайт ТОВ «ЗАВОД ПО "ПРОГРЕС"». URL: <https://zavodgooprogress.com.ua/ua/g63865348-skrebkovye-transportery-konvejera> (дата звернення: 25.04.2026).
- 52.Нормування та вимірювання шумів // Безпека праці та промислова санітарія : навчальний посібник / Чернігівський національний технологічний університет. URL: <https://cpo.stu.cn.ua/Oksana/posibnik/830.html> (дата звернення: 27.04.2026).
- 53.Машины для подрібнення стеблових і соковитих кормів // Механізація, автоматизація та електрифікація сільськогосподарського виробництва : електронний підручник. URL: https://vukladach.pp.ua/MyWeb/manual/agroinjenerija/mashynu_i_obl_dly%20_tvaryn/1/tema_4.htm (дата звернення: 29.04.2026).
- 54.Машины, обладнання та їх використання при переробці сільськогосподарської продукції : навчальний посібник / Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. Мелітополь, 2020. URL: <https://elar.tsatu.edu.ua/bitstream/123456789/4098/1/%D0%9C%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD%D0%B8...pdf> (дата звернення: 30.04.2026).

- 55.Ловейкін В. С., Мельніченко В. В. Оптимізація ривкового режиму руху механізмів підйомно-транспортних машин. Науковий вісник НУБіП України. 2024.
- 56.Dynamic characteristics of scraper conveyor chain drive system under the impact condition of lump coal / S. Wang, J. Yang, C. Zhang et al. PLoS ONE. 2024. Vol. 19, No. 2. DOI: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0297491>.
- 57.Engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises / O. M. Shpykuliak, V. M. Topolnytskyi, I. V. Tarasova et al. Wyższa Szkoła Zarządzania i Administracji w Opolu. 2024. P. 45–58. URL: <https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2024/06/ENGINEERING-MANAGEMENT-OF-AGROTRONICS-OF-GRAIN-PRODUCTION-BY-AGRICULTURAL-ENTERPRISES.pdf>.

ДОДАТКИ

Апробація