

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(НИІ) _____ **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ** _____

ПОГОДЖЕНО

Декан факультет

конструювання та дизайну _____
(назва факультету (НИІ))

_____ Іван РОГОВСЬКИЙ
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2025 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання _____
(назва кафедри)

_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2025 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ
ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗЕРНА**

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

Освітня програма _____ Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського
виробництва _____
(назва)

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

Гарант освітньої програми

_____ к.т.н, доцент _____ Андрій Валентинович НОВИЦЬКИЙ
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ д.т.н, професор _____ Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

_____ к.т.н., доцент _____ Анастасія Петрівна ЛЯШКО
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Євгеній Миколайович КАРПЕНКО
(ПІБ студента)

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет(НИІ) _____ **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

Карпенку Євгенію Миколайовичу _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

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

Освітня програма _____ Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського
виробництва _____
(назва)

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

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ
ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗЕРНА**

затверджена наказом ректора НУБіП України від “16” грудня 2024 р. № 2266 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____ 2025.12.20
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема застосування
гвинтового конвеєра, продуктивність

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій гвинтових конвеєрів
2. Розглянути перспективи створення нових гвинтових конвеєрів
3. Виконати розрахунок гвинтового конвеєра
4. Провести динамічний аналіз гвинтового конвеєра
5. Оптимізувати режим руху гвинтового конвеєра
6. Розглянути питання охорони праці при роботі з гвинтовим конвеєром
7. Виконати розрахунок економічної ефективності використання гвинтового конвеєра
- 8.

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

_____ Євгеній Миколайович КАРПЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається з містить вступ, шість розділів, висновки, список використаних джерел та додатки. Магістерська робота представлена на 66 аркушах машинописного тексту.

В першому розділі магістерської кваліфікаційної роботи розглянуто розвиток гвинтових конвеєрів, проведено їхню класифікацію, виконано аналіз конструкцій гвинтових конвеєрів, що використовуються в різних галузях виробництва. Проаналізовані конструкції конвеєрів іноземних фірм та перспективи створення нових конструкцій гвинтових конвеєрів.

В другому розділі магістерської роботи розроблено конструкцію та проведено розрахунок основних параметрів гвинтового конвеєра. Тут також виконано розрахунок гвинта на міцність.

В третьому розділі проведено динамічний аналіз руху гвинтового конвеєра. Тут розроблено динамічну модель гвинтового конвеєра, на основі якої побудовано математичну модель його динаміки руху. Розрахунок динамічної моделі дозволив отримати динамічні характеристики руху гвинтового конвеєра. Аналіз отриманих результатів показав наявність значних коливальних процесів в ланках конвеєра в процесі пуску.

В четвертому розділі здійснено оптимізацію режиму пуску гвинтового конвеєра, яка дозволила усунути коливальні процеси в його ланках та звести до мінімуму дію динамічних навантажень.

В розділі охорона праці розроблено заходи безпеки праці при експлуатації гвинтового конвеєра та проведено аналіз можливих ризиків і заходів щодо їхньої мінімізації, а також правила технічного обслуговування та ремонту гвинтових конвеєрів. Крім того, в магістерській кваліфікаційній роботі виконано розрахунок економічної доцільності розробки нової конструкції гвинтового конвеєра для транспортування сипких матеріалів

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, гвинт, динамічна модель, математична модель, критерій оптимізація.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	3
ЗМІСТ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	8
1.1. Історія розвитку гвинтових конвеєрів.....	8
1.2. Класифікація гвинтових конвеєрів	9
1.3. Фізика і механіка руху зернистих матеріалів у шнеках (гранулярні потоки).....	14
1.4. Математичні моделі та емпіричні залежності (потік, продуктивність, енергоспоживання)	15
1.5. Дослідження впливу геометричних параметрів шнека (крок, діаметр, кут подачі) на продуктивність	15
1.6. Вплив режимних параметрів (частота обертання, швидкість потоку) на ефективність транспортування	16
1.7. Методи оптимізації режимів руху: класичні та сучасні (параметрична оптимізація, чисельні методи, алгоритми оптимізації).....	16
1.8. Експериментальні стенди та методи вимірювання (датчики потоку, вимірювання сил, енергоспоживання)	17
1.9. Моделювання гранулярних потоків: DEM, CFD-DEM, гібридні підходи - порівняння методів	18
1.10. Короткий огляд ключових статей (таблиця з основними результатами, методами, висновками).....	19
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....	20
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА	26
3.1. Динаміка руху гвинтових конвеєрів.....	26
3.2. Визначення параметрів гвинтового конвеєра.....	28
3.3. Побудова динамічної моделі гвинтового конвеєра	30
3.4. Побудова математичної моделі гвинтового конвеєра	34
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА .	42

4.1.	Обґрунтування вибору критерію оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра.....	42
4.2.	Визначення оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра	43
4.3.	Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра	46
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ		52
5.1.	Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів	52
5.1.1.	Фізичні фактори	52
5.1.2.	Хімічні та вибухонебезпечні фактори	53
5.2.	Заходи забезпечення безпечної експлуатації гвинтового конвеєра	54
5.2.1.	Захист від механічних травм.....	54
5.2.2.	Електробезпека та захист від статичної електрики	55
5.3.	Висновки до розділу.....	55
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ		57
6.1.	Обґрунтування економічної доцільності впровадження конструкції....	57
6.2.	Розрахунок капітальних вкладень	58
6.3.	Розрахунок річних експлуатаційних витрат	59
6.3.1.	Витрати на електроенергію ($V_{ел}$).....	59
6.3.2.	Амортизаційні відрахування ($V_{ам}$).....	60
6.3.3.	Витрати на ремонт та технічне обслуговування ($V_{рем}$)	60
6.3.4.	Витрати на оплату праці ($V_{оп}$).....	60
6.4.	Визначення економічного ефекту та показників ефективності	61
6.4.1.	Річний економічний ефект ($E_{рік}$).....	61
6.4.2.	Термін окупності капітальних вкладень ($T_{ок}$).....	61
6.4.3.	Коефіцієнт рентабельності ($K_{рент}$).....	61
6.5.	Висновки до розділу.....	62
ВИСНОВКИ.....		63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		65
ДОДАТКИ.....		69

ВСТУП

Сучасні умови виробництва вимагають високоефективних і надійних засобів для транспортування сипких матеріалів, до яких можна віднести зерно, вугілля, піски, цемент тощо. Найбільше поширення для транспортування таких вантажів отримали гвинтові конвеєри або ще як їх називають шнекові конвеєри. Такі конвеєри забезпечують постійний потік сипкого матеріалу на різні відстані та можуть підіймати вантаж на певну висоту, що дозволяє використовувати їх у виробничих процесах з необхідною точністю та високою продуктивністю.

Гвинтові конвеєри знайшли застосування у багатьох галузях виробництва: сільському господарстві, будівництві, харчовій та легкій промисловості, гірничодобувній промисловості та інші. Вони є простими за конструкцією, характеризуються високою надійністю в роботі, незначними витратами на обслуговування та ремонт і мають можливість транспортувати сипкі вантажі у різних умовах та середовищах, зокрема агресивних.

Мета магістерської кваліфікаційної роботи полягає у розробці конструкції гвинтового конвеєра для транспортування сипких матеріалів та дослідження і оптимізації режимів його роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання: проаналізувати існуючі конструкції гвинтових конвеєрів та визначення їхніх переваг і недоліки; розробити нову конструкцію конвеєра, яка б відповідала сучасним вимогам до ефективності та надійності; провести розрахунки на міцність і довговічність основних елементів конвеєра; провести динамічний аналіз його руху і виявити особливості навантажень, що діють на його елементи; здійснити оптимізацію режиму руху приводного механізму конвеєра, яка до мінімуму зводить дію динамічних навантажень.

Результати досліджень можуть бути використані при модернізації існуючих систем транспортування сипких матеріалів з використанням гвинтових конвеєрів, а також при розробці нових конструкцій конвеєрів для різних галузей

виробництва. Впровадження нових конструкцій гвинтових конвеєрів дозволить підвищити ефективність транспортування матеріалів, зменшити експлуатаційні витрати і підвищити надійність роботи виробничих процесів.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Історія розвитку гвинтових конвеєрів

Гвинтові конвеєри, відомі також як шнекові транспортери, мають багатовікову історію, яка починається з часів античності і налічує декілька десятків століть. Їхній винахід пов'язують з іменем Архімеда, який у III столітті до н. е. розробив так званий гвинт Архімеда. Цей пристрій використовувався для підйому води з річок і колодязів та являв собою першу відому форму гвинтового конвеєра.

Протягом Середньовіччя технологія гвинтових конвеєрів залишалася переважно незмінною, але з розвитком науки і техніки в епоху Відродження та Нового часу почали з'являтися вдосконалені версії цих механізмів. Використання гвинтових конвеєрів поширювалося, зокрема, в аграрному секторі для транспортування зерна та інших сільськогосподарських продуктів.

Індустріальна революція XVIII-XIX століть дала потужний імпульс для розвитку гвинтових конвеєрів. Впровадження парових машин і пізніше електродвигунів, що дозволило автоматизувати процес транспортування сипких вантажів. Гвинтові конвеєри стали широко використовуватися у видобувній, будівельній та харчовій промисловості. У цей період з'явилися перші патенти на механізми гвинтових конвеєрів, які передбачали різні конструктивні рішення та інновації.

XX століття стало ерою масового виробництва і стандартизації гвинтових конвеєрів. Розвиток нових матеріалів, таких як леговані сталі та полімери, дозволив створювати більш міцні і довговічні компоненти для конвеєрів. Крім того, з'явилися різні типи гвинтових конвеєрів, які адаптовані для транспортування широкого спектра сипких матеріалів, включаючи агресивні та абразивні.

Сучасні гвинтові конвеєри відрізняються високим рівнем автоматизації та контролю процесів транспортування. Використання комп'ютерного моделювання і числових методів розрахунку дозволяє проектувати конвеєри з

оптимальними характеристиками, враховуючи специфічні вимоги кожного виробничого процесу. Новітні технології також включають використання сенсорів та систем моніторингу стану обладнання, що підвищує надійність і безпеку експлуатації гвинтових конвеєрів.

Отже, історія розвитку гвинтових конвеєрів відображає постійний процес удосконалення та адаптації до потреб різних галузей виробництва. Від простих пристроїв античності до складних автоматизованих систем сучасності, гвинтові конвеєри продовжують відігравати важливу роль у забезпеченні ефективного транспортування сипких матеріалів.

1.2. Класифікація гвинтових конвеєрів

Гвинтові конвеєри, також відомі як шнекові, що поділяються на кілька типів в залежності від ознак класифікації. Основні класифікаційні ознаки включають конструкцію, призначення, вид транспортування, матеріал виготовлення та інші характеристики. Наведемо основні класифікаційні групи гвинтових конвеєрів.

1. За конструкцією

Трубчасті гвинтові конвеєри (рис. 1.1): Шнек розташований у закритій трубі, що забезпечує захист матеріалу від зовнішнього середовища і зменшує втрати матеріалу під час транспортування.



Рис. 1.1. Трубчасті гвинтові конвеєри

Жолобчасті гвинтові конвеєри (рис. 1.2.): Шнек розташований у відкритому або напіввідкритому жолобі. Така конструкція спрощує доступ до конвеєра для обслуговування та очищення, але менш ефективна в плані захисту матеріалу від зовнішнього середовища.

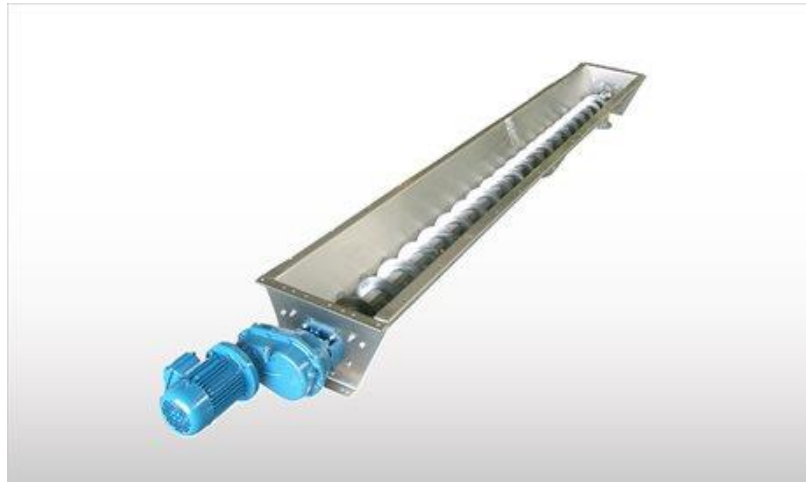


Рис. 1.2. Жолобчасті гвинтові конвеєри

2. За способом транспортування

Горизонтальні гвинтові конвеєри (рис. 1.3): Використовуються для переміщення матеріалу по горизонталі. Найбільш поширені у виробничих процесах, де немає потреби транспортувати сипкі вантажі на великі відстані.



Рис. 1.3. Горизонтальні гвинтові конвеєри

Похилі гвинтові конвеєри (рис.1.4): Мають кут нахилу до горизонту і застосовуються для переміщення матеріалу під певним кутом. Використовуються в умовах, де необхідно піднімати матеріал на деяку висоту.



Рис. 1.4. Похилий гвинтовий конвеєр

Вертикальні гвинтові конвеєри (рис. 1.5): Використовуються для транспортування матеріалу вертикально вгору. Застосовуються в обмежених просторах для підйому вантажів на певні висоти.



Рис. 1.5. Вертикальний гвинтовий конвеєр

3. За призначенням

Транспортувальні гвинтові конвеєри: призначені для переміщення сипких вантажів з одного місця в інше без значних змін його властивостей.

Дозуючі гвинтові конвеєри: використовуються для точного дозування матеріалів у виробничих процесах. Забезпечують рівномірний потік матеріалу з заданою продуктивністю.

Змішувальні гвинтові конвеєри: виконують функцію одночасного транспортування і змішування різних компонентів. Використовуються в харчовій, хімічній та будівельній промисловості.

4. За матеріалом виготовлення

Металеві гвинтові конвеєри: виготовлені зі сталі або інших металів. Використовуються для транспортування абразивних, важких і агресивних матеріалів.

Пластикові гвинтові конвеєри: виготовлені з полімерних матеріалів. Використовуються для транспортування харчових продуктів і хімічних речовин, де важливим є запобігання корозії і збереження властивостей матеріалів.

5. За особливостями конструкції шнека

Цілісний шнек: шнек виготовлений з суцільного металевого валу зі спіральною лопаткою. Характеризується високою міцністю і довговічністю.

Секційний шнек: складається з окремих секцій, які з'єднуються між собою. Забезпечує зручність транспортування і монтажу.

6. За типом приводу

Електричні гвинтові конвеєри (рис. 1.6) - це найпоширеніший тип, де привід гвинтового валу здійснюється за допомогою електродвигуна.

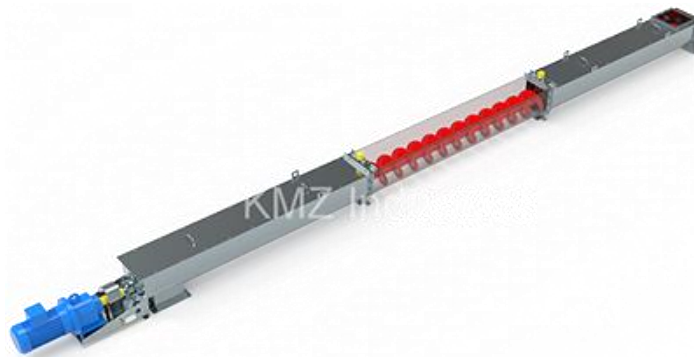


Рисунок 1.6. Гвинтовий конвеєр з електроприводом

Гідравлічні гвинтові конвеєри (рис. 1.7) використовуються при транспортуванні важких сипких вантажів, де потрібна підвищена потужність приводу.



Рисунок 1.7. Гвинтовий конвеєр з гідравлічним приводом

Пневматичні гвинтові конвеєри використовуються у спеціальних умовах, де мають місце вибухонебезпечні середовища.

Кожен тип гвинтового конвеєра має свої переваги і недоліки, які враховуються при розробці конструкції для конкретних виробничих умов. Знання можливостей та перспектив розвитку гвинтових конвеєрів дозволяє створювати ефективні конструкції з можливістю підвищення їхньої продуктивності та забезпечення надійності транспортування різних видів сипких вантажів.

1.3. Фізика і механіка руху зернистих матеріалів у шнеках (гранулярні потоки)

Механіка руху зернистих матеріалів у шнеках є складною і вимагає застосування спеціалізованих методів моделювання, таких як метод дискретних елементів (DEM) [1, 2, 5]

Ключовим параметром, що визначає інтенсивність процесів, є відносна швидкість частинок зерна (V_{rel}) щодо робочих поверхонь (спіралі та жолоба) [2-4].

Травмування та абразивне зношування. Експериментально доведено, що збільшення частоти обертання (n) призводить до зростання V_{rel} , що викликає високошвидкісні удари та абразивне тертя. Це спричиняє макро- і мікропошкодження зерна [3, 4].

Довговічність. Висока V_{rel} є індикатором інтенсивності абразивного зношування (трибологічного ефекту), що прискорює стирання спіралі та жолоба. Таким чином, режим, оптимізований для мінімізації пошкодження зерна (через зменшення V_{rel}), одночасно мінімізує зношування компонентів конвеєра [2, 3].

Моделювання. Для коректного моделювання кінематики руху матеріалу фундаментальне значення мають коефіцієнти тертя, особливо зовнішнього тертя між матеріалом і робочими поверхнями. Зміна цих коефіцієнтів, наприклад, через зношування або застосування футеровки, кардинально змінює кінематику руху [1-3].

1.4. Математичні моделі та емпіричні залежності (потік, продуктивність, енергоспоживання)

Динамічні моделі (перехідний режим)

Для аналізу режиму пуску застосовується двомасова динамічна модель. У цій моделі кутові координати зведеної маси приводу та шнека виступають у ролі узагальнених координат. Рух системи описується системою диференціальних рівнянь другого порядку, сформованих на основі принципу Д'Аламбера [5].

Критерій оптимізації режиму пуску спрямований на мінімізацію крутного моменту (T) на приводному валу [5].

Моделі усталеного руху (DEM)

Для усталеного режиму використовуються чисельні моделі, зокрема DEM. Результати DEM-моделювання надають прогнози експлуатаційних характеристик, включаючи варіації масового потоку, споживаної потужності та дисипації енергії [1].

1.5. Дослідження впливу геометричних параметрів шнека (крок, діаметр, кут подачі) на продуктивність

Геометричні параметри шнека відіграють ключову роль у досягненні оптимального режиму.

Діаметр (D) та кут підйому спіралі (ψ). Встановлено, що збільшення діаметра (D) та кута підйому спіралі (ψ) сприяє зменшенню ступеня пошкодження зерна [3, 4].

Інноваційні конструкції. Застосування гвинтових конвеєрів із обертовим циліндричним кожухом є інноваційним та високоефективним конструктивним рішенням [2-4, 9]. Ця конструкція дозволяє знизити травмування зерна до 0,3% порівняно з 0,48% у серійних аналогах [3, 4]. Крім того, наявність обертового кожуха дозволяє визначити мінімально необхідну частоту обертання для надійного запуску конвеєра після вимушеної зупинки [3, 4].

1.6. Вплив режимних параметрів (частота обертання, швидкість потоку) на ефективність транспортування

Режимні параметри безпосередньо контролюють довговічність обладнання та якість матеріалу через V_{rel} [2, 3].

1. Частота обертання (n) є основним фактором, що підвищує ступінь пошкодження зерна. Раціональне регулювання n критично необхідне для мінімізації зношування та пошкодження зерна [3, 4].

2. Рівень завантаження. Рівень заповнення матеріалом безпосередньо впливає на відносну швидкість частинок (V_{rel}) [1-3]. Тому для підтримки оптимального режиму необхідне динамічне коригування швидкості гвинтового конвеєра відповідно до потоку матеріалу [10].

3. Кут нахилу. Зміна кута нахилу гвинтового конвеєра підвищує питому енергоємність процесу, що часто супроводжується зростанням травмування зерна [4,9]. Це ілюструє прямий конфлікт між прагненням до високої продуктивності та необхідністю збереження якості матеріалу [4, 9].

1.7. Методи оптимізації режимів руху: класичні та сучасні (параметрична оптимізація, чисельні методи, алгоритми оптимізації)

Класична оптимізація (перехідний режим) [5].

Мета: зниження динамічних навантажень та запобігання пошкодженню приводу.

Метод: мінімізація функціонала, спрямованого на крутний момент (T).

Реалізація: застосування частотно-керованого режиму пуску.

Сучасна (багатокритеріальна) оптимізація (усталений режим) [3, 5, 6].

Мета: оптимізація довгострокових експлуатаційних витрат за рахунок енергоефективності, мінімізації зношування та збереження якості матеріалу.

Критерій: оптимізація повинна базуватися на комплексному критерії, ймовірно, у формі лінійної згортки з ваговими коефіцієнтами, які відображають економічну вагу втрат якості зерна порівняно з вартістю спожитої електроенергії.

Результат: оптимальний режим - це компроміс, досягнутий шляхом регулювання n з метою мінімізації V_{rel} .

1.8. Експериментальні стенди та методи вимірювання (датчики потоку, вимірювання сил, енергоспоживання)

Для практичної реалізації оптимальних режимів необхідне впровадження регульованих електроприводів.

Частотні перетворювачі (ЧП) є основним інженерним рішенням, оскільки вони забезпечують плавний пуск (знижуючи пускове навантаження) та точне регулювання швидкості (n) від нуля до номінального значення [7].

САРП (Системи Автоматичного Регулювання Подачі) - необхідні для підтримки оптимального рівня завантаження, який є ключовим фактором, що впливає на зношування. САРП має інтегруватися з ЧП, використовуючи датчики для динамічного коригування швидкості ГК відповідно до фактичного потоку матеріалу [1,6,10].

Методи діагностики

Для забезпечення довговічності та безпеки необхідно контролювати динамічні фактори - вібрацію та шум [2,9,].

Індикатори зношування. Вібрація та шум є прямими індикаторами технічної ненадійності та прискореного зношування.

Регламентне обслуговування. Регламент РМ (профілактичні роботи) повинен акцентувати увагу на періодичному контролі центрування шківів. Неправильне центрування спричиняє додаткові динамічні навантаження (вібрацію, шум), що прискорює загальне зношування приводу [1,6,10].

Стандарти. Контроль має відбуватися відповідно до стандартів, таких як ДСТУ ISO щодо вібрації та ДСТУ EN ISO 3744:2014 щодо шуму, що перетворює вимоги безпеки на ефективні діагностичні критерії.

1.9. Моделювання гранулярних потоків: DEM, CFD-DEM, гібридні підходи - порівняння методів

Для глибокого розуміння механіки транспортування та прогнозування зношування ключовим інструментом є метод дискретних елементів (DEM) [1].

Можливості DEM-моделювання:

1. Взаємодія частинок: DEM дозволяє моделювати взаємодію окремих частинок зерна між собою та з робочими поверхнями конвеєра (спіраллю та жолобом).

2. Прогнозування характеристик: метод надає прогнози експлуатаційних характеристик, включаючи варіації масового потоку, споживаної потужності та дисипації енергії.

3. Вхідні параметри: ключові вхідні параметри включають розмір частинок DEM та коефіцієнти внутрішнього та зовнішнього тертя [2].

4. Валідація: моделювання з використанням DEM дає задовільні результати порівняно з експериментальними вимірюваннями, підтверджуючи його як надійний інструмент для віртуального прототипування експлуатаційних режимів [2].

5. Оцінка зношування: результати DEM-моделювання використовуються для ідентифікації критичних зон високої V_{rel} та встановлення раціонального експлуатаційного діапазону n та рівня заповнення, що мінімізує питоме зношування спіралі та жолоба [2].

1.10. Короткий огляд ключових статей (таблиця з основними результатами, методами, висновками)

Критерій оптимізації	Режим	Цільовий результат	Ключові фактори впливу	Наукове обґрунтування
Мінімізація крутного моменту (T)	Перехідний (Пуск)	Зниження динамічних навантажень; запобігання пошкодженню приводу	Рампа частоти, інерційні маси	Функціонал моменту T , реалізація через ЧП-пуск
Мінімізація пошкодження зерна	Усталений	Збереження товарної якості (потенціал до 0.3% травмування)	Частота обертання (n), Діаметр (D), Кут спіралі (ψ), Тип кожуха	n - основний фактор пошкодження, обертовий кожух - зниження травмування
Мінімізація питомих енерговитрат	Усталений	Підвищення енергоефективності (зростання продуктивності до 24% при зростанні потужності 4.5%)	n , Коефіцієнт заповнення, Кут нахилу	Мінімізація енерговитрат, Ефект обертового кожуха
Мінімізація абразивного зношування	Усталений	Збільшення терміну служби спіралі та жолоба	Відносна швидкість частинок (V_{rel}), Рівень завантаження	Висока V_{rel} - прокси-індикатор інтенсивності зношування. Оптимізація n знижує V_{rel}
Діагностика шуму/вібрації	Усталений	Раннє виявлення дефектів (прогнозований РМ)	Неправильне центрування шківів, знос підшипників	Інтеграція ДСТУ/ISO, Вібрація як індикатор ненадійності

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Гвинтовий конвеєр використовується для рівномірної подачі сипких вантажів, всередині якого обертається вал.

Вихідні дані до розрахунку:

- продуктивність гвинтового конвеєра $\Pi_v = 36 \text{ м}^3/\text{год}$,
- частота обертання гвинтового валу $n = 2 \text{ об/с}$,
- довжина гвинтового конвеєра $L = 1,6 \text{ м}$.

Кут нахилу живильника до горизонту $\beta = 0^\circ$. Вантаж, що транспортується – зерно.

Продуктивність гвинтового конвеєра розраховується за такою залежністю:

$$\Pi_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \psi, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (2.1)$$

де D – діаметр гвинтового валу, м;

S – крок гвинта, м; n – частота обертання гвинтового валу, об/с;

ψ – коефіцієнт заповнення жолобу живильника при подачі зернового вантажу.

При подачі зерна під напором $\psi = 1$.

З формули продуктивності (2.1) визначимо діаметр гвинтового валу за наступною формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \Pi_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot S \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 0,16 \cdot 2}} = 0,2 \text{ м} \quad (2.2)$$

Найбільше значення частоти обертання гвинтового валу визначаємо за наступною залежністю

$$n_{\text{в.м.}} = \frac{A}{\sqrt{D}} = \frac{45}{\sqrt{0,2}} = 100 \text{ об/хв}, \quad (2.3)$$

де A - розрахунковий коефіцієнт, для зерна приймає значення $A = 45$

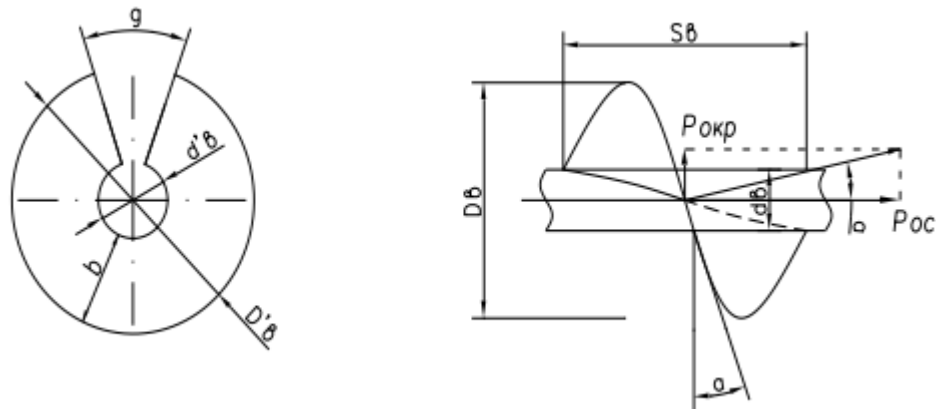


Рис. 2.1. Схема до розрахунку розмірів заготовки гвинта

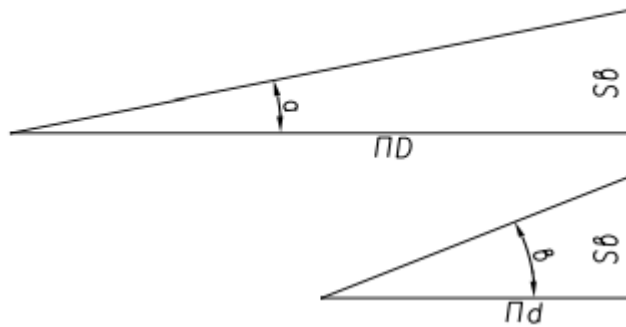


Рис. 2.2. Залежність кута підйому гвинтової лінії від відстані до осі гвинтового валу.

Розміри заготовки гвинта визначаються за формулами:

$$b = 0,5(D_B - d_B), \quad (2.4)$$

де D_B - зовнішній діаметр гвинта, мм;

d_B - діаметр валу, мм.

$$\frac{\pi D_a}{\cos \alpha} = \pi D'_a - 0,5 D'_a g = D'_a (\pi - 0,5 g); \quad (2.5)$$

де g - технологічний розріз у заготівлі, мм.

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S_a}{\pi D_a}, \quad (2.6)$$

де α - кут підйому реборди гвинта діаметром D ;

S_a - крок гвинта, мм.

$$\frac{\pi d_a}{\cos \beta} = \pi d_a' - 0,5 d_a' g = D_a' (\pi - 0,5 g); \quad (2.7)$$

де β - кут підйому гвинтової лінії на валу діаметром d .

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{S_a}{\pi d_a} \quad (2.8)$$

Спільне розв'язування наведених вище залежностей рівнянь приводить до такого результату значень параметрів:

$$D_a = \frac{2b \frac{D_a}{d_a} \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}}{\frac{D_a}{d_a} \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} - 1} \quad (2.9)$$

$$g = 2\pi \left(1 - \frac{D_a}{D_a' \cos \alpha}\right) \quad (2.10)$$

$$d_a' = D_a' - 2b \quad (2.11)$$

Для знаходження діаметра валу d_b необхідно розрахувати його на кручення. Розрахунок валу, що працює на кручення, проводиться за допустимим напруженням зсуву $[\tau_{кр}]$, яке дорівнює $0,6 \sigma_1$. Матеріал для виготовлення валу використаємо – Сталь 40Х, яка має $\sigma_1 = 75$ МПа.

Розрахунок напружень здійснюється за такою залежністю:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau_{кр}], \quad (2.12)$$

де $\tau_{кр}$ - розрахункове напруження кручення в небезпечному перерізі валу;

T - крутний момент у небезпечному перерізі валу, $T = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

d - діаметр валу;

$[\tau_{кр}]$ - допустиме напруження на кручення валу.

В результаті проведеного розрахунку діаметр валу визначається за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_{кр}]}} \quad (2.13)$$

Після підстановки числових значень отримуємо числове значення діаметра валу

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 2000}{20 \cdot 10^6}} = 0,08 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр валу шнека рівним 80 мм.

Крок гвинта визначається за такою залежністю:

$$S_g = \xi D_g \quad (2.14)$$

де коефіцієнт співвідношення кроку і діаметра гвинта приймає значення $\xi = 0,7 \dots 0,8$.

Тоді будемо мати такі значення параметрів:

$$S_B = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ мм}$$

$$b = 0,5(200 - 80) = 60 \text{ мм}$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{160}{3,14 \cdot 200} = 14^\circ$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{160}{3,14 \cdot 80} = 32^\circ$$

$$D = \frac{2 \cdot 60 \cdot \frac{200}{80} \cdot \frac{\cos(32^\circ)}{\cos(14^\circ)}}{\frac{200}{80} \cdot \frac{\cos(32^\circ)}{\cos(14^\circ)} - 1} = 200 \text{ м.}$$

$$d_B = 200 - 2 \cdot 60 = 80 \text{ мм.}$$

У гвинтовому конвеєрі, що розробляється в роботі, проектуємо змінний крок, при збільшенні з його значення у напрямку вивантаження сипкого вантажу, для уникнення явища ущільнень між витками гвинта

Кут нахилу витка приймаємо по стандартах і вибираємо 40° .

Зовнішній діаметр гвинта D розрахований, а тепер розраховуємо внутрішній діаметр витка гвинта за наступною залежністю:

$$d_o = \frac{(D - d) \sqrt{S^2 + (\pi d)^2}}{\sqrt{S^2 + (\pi D)^2} - \sqrt{S^2 + (\pi d)^2}} = \frac{(0,2 - 0,08) \sqrt{0,16^2 + (3,14 \cdot 0,08)^2}}{\sqrt{0,16^2 + (3,14 \cdot 0,2)^2} - \sqrt{0,16^2 + (3,14 \cdot 0,08)^2}} = 0,1 \text{ м,} \quad (2.15)$$

де d – діаметр валу шнека, $d = 0,08$ м.

Потужність на валу гвинтового валу визначається за формулою:

$$N = \frac{n \cdot \Pi_v}{367} (L \cdot \omega + H), \quad (2.16)$$

Після підстановки числових значень отримуємо числове значення потужності

$$N = \frac{2 \cdot 36}{367} (1,6 \cdot 13 + 0) = 4 \text{ кВт}$$

Потужність двигуна визначається наступним чином:

$$N_p = \frac{N}{\eta} = \frac{4}{0,8} = 5 \text{ кВт.}$$

(2.17)

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

3.1. Динаміка руху гвинтових конвеєрів

При роботі гвинтових конвеєрів під час зміни швидкості руху приводного двигуна виникають підвищені динамічні навантаження в елементах робочого органу, зокрема, гвинтового валу, спіралі шнека та приводного механізму. Динамічні навантаження, що діють на елементи конструкції гвинтового конвеєра мають в більшості випадків змінний характер періодичної дії. Такі навантаження приводить до знакозмінних циклічних напружень в робочому органі та елементах приводного механізму, Це приводить до втомного руйнування деталей приводу та робочого органу гвинтового конвеєра. Основним видом навантажень, що діють на елементи конструкції приводного механізму, гвинтового валу та гвинта є динамічні навантаження, тому дослідження динамічних процесів, що мають місце при роботі гвинтових конвеєрів є досить важливою проблемою при їхньому проектуванні. Особливо небезпечними стають динамічні навантаження при підвищенні продуктивності гвинтових конвеєрів, оскільки вона збільшується завдяки збільшенню робочих швидкостей.

Останні розробки нових конструкцій та обладнання транспортно-технологічних механізмів, серед яких домінуючу роль відіграють багатофункціональні гвинтові конвеєри неперервної дії. Розробка таких конвеєрів повинна базуватись на побудові адекватних фізичних та математичних моделях процесів, які мають місце при транспортно-технологічних операціях сипких вантажів, та можуть бути реалізовані доступними математичними методами. Тому важливою задачею є створення й обґрунтування моделей гвинтових конвеєрів, які б стали основою для визначення характеристик та параметрів нових конструкцій високоефективних багатофункціональних гвинтових конвеєрів. Розширення транспортно-технологічних можливостей гвинтових конвеєрів може бути здійснене шляхом розробки наукової методології їхнього проектування та конструктивного і технологічного удосконалення. Для

вирішення цих задач проектування гвинтових конвеєрів необхідний розвиток відповідних механіко-технологічних основ проектування та дослідження багатфункціональних гвинтових механізмів і систем, що є досить важливим для розвитку науки та виробництва цих систем.

Аналіз досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві дає можливість визначити напрямок підвищення їхньої ефективності шляхом розробки і дослідження конструкцій багатфункціональних секційних гвинтових конвеєрів з розширеною зоною обслуговування. Проведений аналіз особливостей проектування та дослідження багатфункціональних секційних гвинтових конвеєрів напрямки пошуку сучасних методів створення нових технічних рішень із використанням методів моделювання та синтезу сучасних гвинтових конвеєрів. Виявляється, що існує ряд невирішених теоретичних та практичних задач, пов'язаних з проблемами розробки ефективних гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення в процесі їхньої роботи. Також важливою задачею для гвинтових конвеєрів є мобільна зміна довжини конвеєра та траєкторії перевантаження сипких вантажів. Тому існує необхідність розробки таких конструкцій гвинтових конвеєрів, які вирішують поставлені задачі.

Важливою задачею з позицій підвищення продуктивності є дослідження динамічних процесів у робочому режимі телескопічного гвинтового конвеєра і побудова математичної моделі динаміки системи гвинтовий конвеєр і сипке робоче середовище. Досить важливою проблемою в дослідженні динаміки гвинтових конвеєрів є математичне моделювання згинальних коливань гвинтового валу, який обертається навколо нерухомої осі зі сталою кутовою швидкістю. При цьому вздовж нього рухається зі сталою швидкістю суцільний потік сипкого вантажу. За розробленою математичною моделлю визначаються частоти згинальних коливань гвинтового валу. Виявлено, що для нерезонансних коливань характеристики згинальних коливань гвинтового валу не залежать від

його крутильних коливань та зовнішнього періодичного збурення зі сторони вантажу, що транспортується. При цьому резонансна частота із зростанням кутової швидкості обертання гвинтового валу зменшується, а амплітуда - зростає.

Перспективними є дослідження математичних моделей коливань гвинтового валу конвеєра при змішуванні сипких вантажів під час їхнього транспортування гвинтовими конвеєрами. На базі отриманих виразів знайдені залежності частоти коливань валу від кутової швидкості обертання гвинта. Величина резонансної амплітуди коливань залежить від швидкості руху сипкого вантажу та кутової швидкості гвинтового валу. З аналізу проведених досліджень іншими авторами робимо висновок про необхідність дослідження динамічних процесів при транспортуванні сипких вантажів гвинтовими конвеєрами.

3.2. Визначення параметрів гвинтового конвеєра

За результатами проведених розрахунків обраний приводний електродвигун АІР132М4У3 потужністю 11 кВт, редуктор Ц2У – 250 і пружна муфта МУВП – 125. Механічна характеристика приводного електродвигуна в координатах «ковзання – обертальний момент» описується рівнянням Клосса і наведена на рис. 3.1.

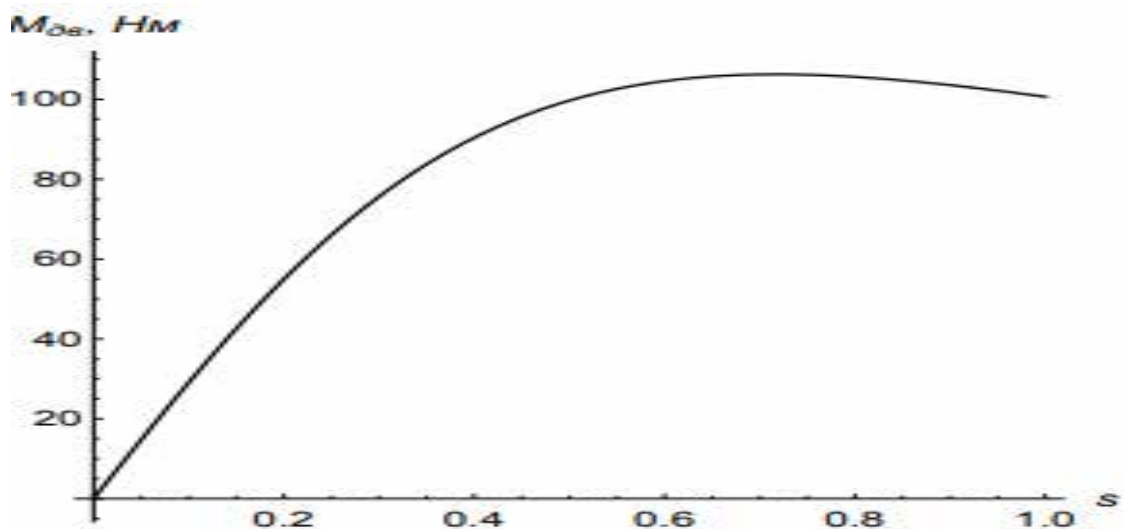


Рис. 3.1. Механічна характеристика електродвигуна гвинтового конвеєра

Для обраного електродвигуна гвинтового конвеєра визначимо його номінальну кутову швидкість за такою залежністю

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{n_{\text{дв}} \cdot \pi}{30} = \frac{865 \cdot 3,14}{30} = 90,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \quad (3.1)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання ротора електродвигуна.

Тепер знайдемо номінальну кутову швидкість гвинтового валу конвеєра

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{n_{\text{ш}} \cdot \pi}{30}. \quad (3.2)$$

Після підстановки числових значень в залежність (3.2) маємо таке значення номінальної кутової швидкості гвинтового валу

$$\omega_{\text{ш}} = 544 \cdot \frac{3,14}{30} = 57 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Тепер можемо знайти передаточне число приводу гвинтового конвеєра:

$$U = \frac{\omega_{\text{дв.}}}{\omega_{\text{ш.}}} = \frac{90,5}{57} = 1,59.$$

Після цього визначимо момент на тихохідному валу редуктора за таким виразом

$$M_{\text{вих.ред.}} = M_{\text{вх.ред.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{ред.}} = M_{\text{дв.}} \cdot \eta_{\text{м.пр.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{ред.}} = \frac{P_{\text{дв.н.}}}{\omega_{\text{дв.}}} \cdot \eta_{\text{м.п.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{ред.}} = \frac{3500}{90,5} \cdot 0,99 \cdot 9,43 \cdot 0,95 = 343 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.3)$$

В результаті проведених розрахунків вибираємо редуктор Ц2У – 250 з параметрами:

- крутний момент на вихідному валу редуктора $M=1,8$ к Н·м;
- діаметр вхідного валу редуктора – **65** мм;
- діаметр вихідного валу редуктора – **70** мм.

За параметрами приводу вибираємо стандартні муфти:

- пружна із зірочкою «Муфта 125-28-2-УЗ» у якої: номінальний крутний момент $T_{кр}=125 \text{ Н}\cdot\text{м}$; діаметр посадочних отворів $d=65 \text{ мм}$.
- жорстка ланцюгова однорядна муфта «Муфта 2500-110-1У2» у якої:
 - номінальний крутний момент $T_{кр}=1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
 - діаметр посадочних отворів $d=70 \text{ мм}$.

3.3. Побудова динамічної моделі гвинтового конвеєра

Гвинтовий конвеєр з приводним механізмом представимо механічною системою з абсолютно твердими ланками, а пружна муфта, що з'єднує ротор електродвигуна з вхідним валом редуктора володіє пружними властивостями. Отже, в динамічній системі гвинтового конвеєра враховується основний рух, який визначається рухом приводного електродвигуна і рух, який залежить від коефіцієнта жорсткості пружної муфти та параметрів конструкції і характеристик діючих зовнішніх навантажень. Виходячи з наведеного динамічна модель гвинтового конвеєра буде мати дві ступені свободи, тому гвинтовий конвеєр представимо двомасовою динамічною моделлю. В такій моделі до першої маси ввійдуть ротор електродвигуна та півмуфта, що з ним з'єднана. До другої маси включені такі складові частини гвинтового конвеєра (півмуфта, редуктор, жорстка муфта, гвинтовий вал) і вантаж, що транспортується гвинтовим конвеєром (зернова суміш).

Всі елементи зведених мас динамічної моделі зведемо до осі пружної муфти. При цьому ротор електродвигуна зводиться до півмуфти, яка з ним з'єднана, а всі інші елементи конвеєра та вантаж зводяться до другої півмуфти, яка з'єднана з вхідним валом редуктора. Отже, побудована двомасова динамічна модель гвинтового конвеєра, яка має вигляд (рис. 3.2).

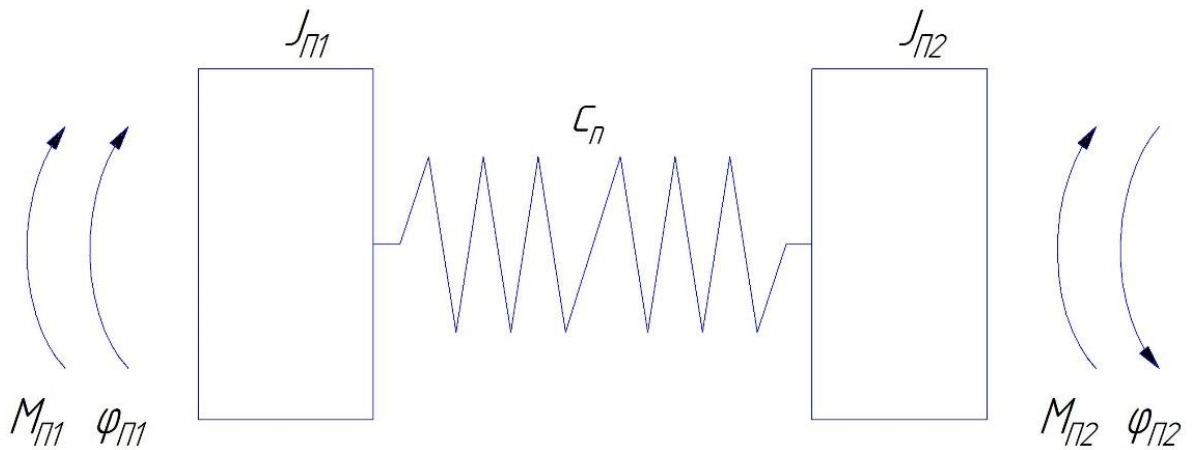


Рис. 3.2. Двомасова динамічна модель гвинтового конвеєра

В наведеній на рис.3.2 динамічній моделі гвинтового конвеєра прийняті наступні позначення: $J_{П1}$ та $J_{П2}$ – відповідно зведені до осі пружної муфти моменти інерції першої та другої зведених мас гвинтового конвеєра; $C_{П}$ – коефіцієнт жорсткості пружної муфти, що з'єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора; $M_{П1}$ та $M_{П2}$ – відповідно зведені до осі пружної муфти рушійний момент електродвигуна та момент, що діє на другу зведену масу від дії сил опору, які діють на гвинтовий вал конвеєра; $\varphi_{П1}$ – кутова координати повороту першої півмуфти приводного механізму; $\varphi_{П2}$ – кутова координати повороту другої півмуфти приводного механізму.

Для визначення моменту інерції першої зведеної маси прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реального гвинтового конвеєру T_I до кінетичної енергії першої зведеної маси динамічної моделі $T_{екв.}$. В результаті чого отримуємо

$$T_I = T_{екв.} \quad (3.4)$$

З рівняння (3.4) з урахуванням виразів кінетичних енергій визначаємо величину моменту інерції першої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра, яка визначається за таким виразом

$$I_{П1} = I_{дв} + \frac{1}{2} I_{м.п.} = 0,04 + 0,004 = 0,044 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.5)$$

Аналогічним шляхом визначаємо момент інерції другої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра. Тут кінетичну енергію другої зведеної маси динамічної моделі прирівнюємо до кінетичної енергії другої частини реального механізму гвинтового конвеєра, які визначаються наступними залежностями:

$$T_e = \frac{1}{2} * I_{п2} * \omega_{дв}^2; \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} T_{2р} &= \frac{1}{2} * \frac{I_{м.ж.}}{2} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_2 * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_M * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{зуб.} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * I_{к.б.} * \\ &\omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} m * V^2 = \frac{1}{2} * I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * I_{к.б.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} m * V^2 = \frac{1}{2} \left(I_{м.п.} * \omega_{дв}^2 + I_2 * \right. \\ &\left. \omega_{дв}^2 + I_M * \omega_{дв}^2 + I_{зуб.} \left(\frac{\omega_{дв}}{U} \right)^2 = I_{м.ж.} \left(\frac{\omega_{дв}}{U} \right)^2 + I_{п.б.} \left(\frac{\omega_{дв}}{U} \right)^2 + m \left(\frac{\omega_{дв}}{U} * \frac{D_{п.б.}}{2} * \frac{1}{4} \right)^2 \right) = \\ &\frac{1}{2} \omega_{дв}^2 \left(\frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_M + I_{зуб.} \frac{1}{U^2} + I_{м.ж.} \frac{1}{U^2} + I_{п.б.} \frac{1}{U^2} + m \frac{1}{U^2} * \frac{D_{п.б.}^2}{4} * \frac{1}{16} \right). \end{aligned} \quad (3.7)$$

В результаті прирівнювання залежностей (3.6) та (3.7) отримуємо рівняння, з якого знаходимо зведений момент інерції другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

$$I_{п2} = \frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_{ш} + I_{з.к} \frac{1}{U^2} + I_{к.б.} \frac{1}{U^2} + m * \frac{1}{U^2} * \frac{D_{к.б.}}{4} * \frac{1}{16}. \quad (3.8)$$

Після підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у вираз (3.8) визначимо значення моменту інерції другої зведеної маси

$$\begin{aligned} I_{п2} &= \frac{0,044}{2} + 0,006 * 0,004 + 0,012 + 0,044 * \frac{1}{1000} + 0,016 \frac{1}{1000} + 1000 \frac{1}{1000} * \\ &0,0625 * \frac{1}{16} = 0,022 + 0,006 * 0,004 + 0,012 + 0,000044 + 0,000016 + 1 * \\ &0,0625 * 0,0625 = 0,03799025 = 0,038 \text{ кг} * \text{м}^2. \end{aligned}$$

Зведений до осі пружної муфти момент сил опору повороту гвинтового валу з вантажем визначається з умови рівності потужності сил реального механізму та потужності сил динамічної моделі. Потужність моменту сил опору повороту гвинтового валу з вантажем, зведений до осі повороту пружної муфти,

дорівнює потужності зведеного моменту сил другої маси динамічної моделі і має такий вигляд

$$M_2 = m * g * \frac{1}{4} * \frac{P}{2} * \frac{1}{U} / (\eta_{\text{пол.}} * \eta_{\text{м.ж.}} * \eta_{\text{ред.}} * \eta_{\text{бар.}} * \eta_{\text{м.п.}} * \eta_{\text{під.}}) \cdot \quad (3.9)$$

Після підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у залежність (3.9) визначимо значення моменту сил другої зведеної маси, який приймає значення

$$M_2 = 1000 * 9,8 * \frac{1}{4} * \frac{0,25}{2} * \frac{1}{10} / (0,98 * 0,99 * 0,97 * 0,99 * 0,99) = 33,2 \text{ Н} * \text{м}.$$

Коефіцієнт жорсткості пружної муфти визначається за наступною залежністю

$$c = \frac{M_{\text{max дв.}}}{\Delta\varphi} \cdot \quad (3.10)$$

Після підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у залежність (3.10) визначимо значення коефіцієнту жорсткості пружної муфти :

$$c = \frac{M_{\text{ном}} * \lambda}{\Delta\varphi} = \frac{P_{\text{ном}} * \lambda}{\omega \Delta\varphi} = \frac{3500 * 2,75}{\frac{90,5}{3 * 3,14} * 180} = \frac{106,35}{0,05} = 2127 \frac{\text{Н} * \text{м}}{\text{Рад}}. \quad (3.11)$$

Синхронна кутова швидкість ротора електродвигуна гвинтового конвеєра визначається наступним чином

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2 * 3,14 * 50}{3} = 104,6 \text{ Рад/с}. \quad (3.12)$$

Номинальне значення ковзання електродвигуна гвинтового конвеєра визначається за таким виразом

$$S_{\text{ном}} = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{ном}}}{\omega_0} = \frac{104,6 - 90,5}{104,6} = 0,13. \quad (3.13)$$

Критичне ковзання електродвигуна визначається за формулою

$$S_{\text{кр}} = S_{\text{ном}} (1 - \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,13 (1 - \sqrt{2,75^2 - 1}) = 0,33. \quad (3.14)$$

Рушійний момент на валу приводного електродвигуна гвинтового конвеєра визначається за рівнянням Клосса, яке має такий вигляд

$$M_{\text{дв.}} = \frac{2M_{\text{кр.}}}{\frac{S}{S_{\text{кр.}}} + \frac{S_{\text{кр.}}}{S}}, \quad (3.15)$$

Тут S , $S_{\text{кр.}}$ – поточне та критичне ковзання електродвигуна гвинтового конвеєра.

3.4. Побудова математичної моделі гвинтового конвеєра

На основі динамічної моделі гвинтового конвеєра (рис 3.2) з використанням принципу динамічної рівноваги, побудуємо його математичну модель. При цьому використаємо динамічну рівновагу кожної з мас динамічної моделі з прикладеними до них зовнішніми моментами, моментами сил інерції кожної з мас, а також моменту сил реакції зв'язку між зведеними масами динамічної моделі. В результаті таких перетворень зведені маси динамічної моделі будуть представлені моделями, як це представлено на рис.3.3 та 3.4.

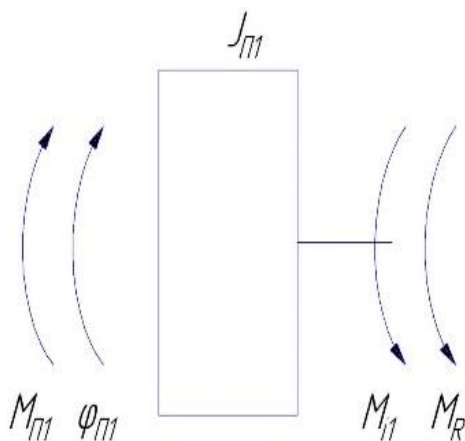


Рис. 3.3. Перша маса моделі

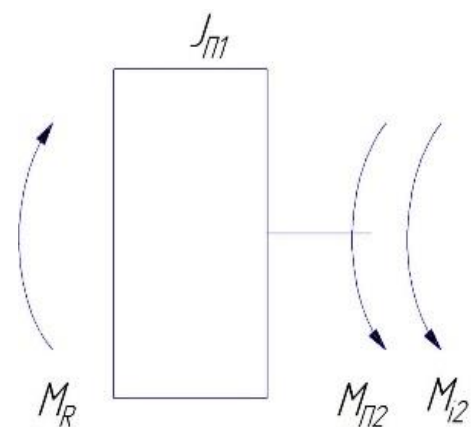


Рис. 3.4. Друга маса моделі

Для кожної з відокремлених мас динамічної моделі, наведених на рис.3.3 та 3.4, складемо рівняння динамічної рівноваги діючих моментів сил. В результаті чого отримаємо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} M_{\Pi 1} - M_{i1} - M_R = 0; \\ M_R - M_{\Pi 2} - M_{i2} = 0. \end{cases} \quad (3.16)$$

Тут M_{i1} – момент сил інерції першої зведеної маси динамічної моделі; M_{i2} – момент сил інерції другої зведеної маси динамічної моделі; M_R – момент сил реакції пружного зв'язку зведених мас динамічної моделі. Моменти сил інерції та момент сил реакції пружного зв'язку між масами динамічної моделі виражаються наступним чином:

$$M_{i1} = J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1. \quad (3.17)$$

$$M_{i2} = J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (3.18)$$

$$M_R = C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (3.19)$$

Після підстановки виразів (3.17),..., (3.19) в систему рівнянь (3.16) отримаємо систему диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} M_{\Pi 1} - J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ C_n(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{\Pi 2} - J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases}. \quad (3.20)$$

Систему рівнянь (3.20) представимо в класичному вигляді, де зліва розміщені інерційні сили, а справа - усі інші сили:

$$\begin{cases} J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{\Pi 1} - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -M_{\Pi 2} + C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases}. \quad (3.21)$$

Система рівнянь (3.21) є нелінійною системою диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами. В рівняннях (3.21) нелінійність отримана через нелінійність рушійного моменту приводного електродвигуна відносно кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі. Розв'язувати систему рівнянь (3.21) аналітичними методами на даний момент неможливо, бо вона нелінійна, тому використаємо чисельні методи, які розроблені в програмному середовищі Wolfram Mathematica.

3.3. Динамічний аналіз режиму руху гвинтового конвеєра

Після розв'язування нелінійної системи диференціальних рівнянь (3.21) чисельними методами в програмному середовищі Wolfram Mathematica визначені узагальнені координати, швидкості та прискорення динамічної моделі гвинтового конвеєра. На їхній основі розраховані і побудовані графіки кінематичних (рис.3.5 – 3.8), силових (рис.3.9 – 3.10) та енергетичних (рис.3.11) характеристик гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна.

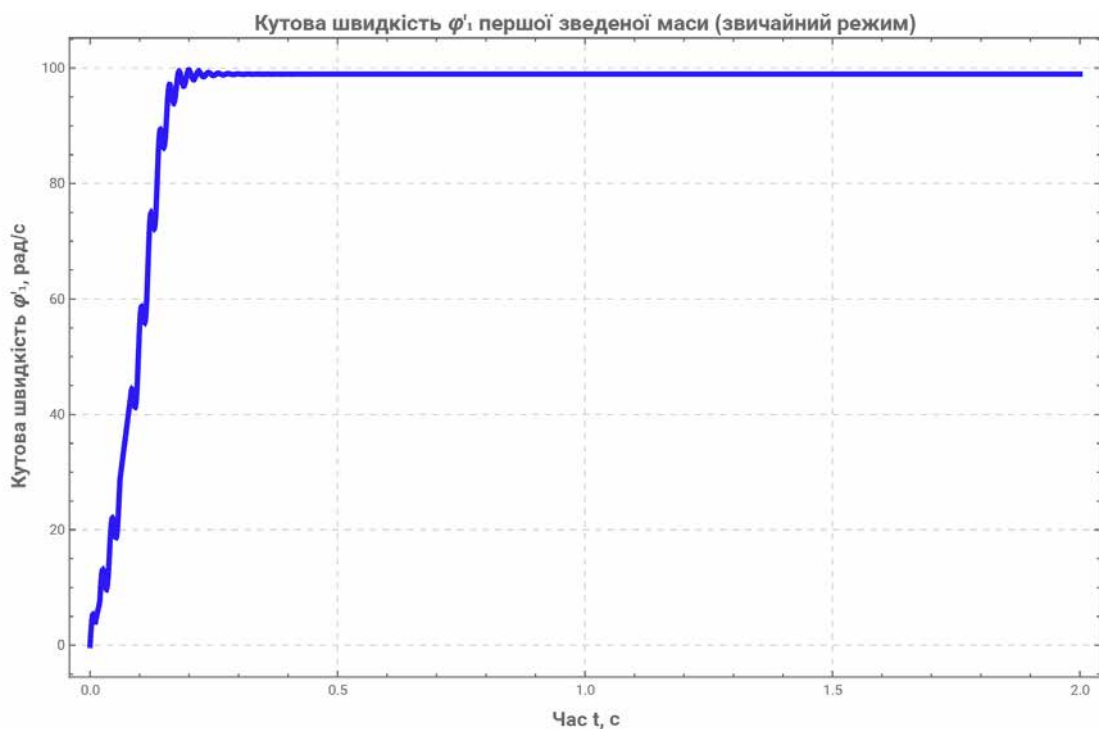


Рис. 3.5. Графік кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

З графічної залежності кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі (ротора електродвигуна), яка наведена на рис.3.5 можна бачити, що мають місце високочастотні коливання з незначною амплітудою на ділянці пуску. Ці коливання швидкості при виході на усталений рух досить швидко затухають. Після 0,4 с руху коливання кутової швидкості ротора електродвигуна з половиною пружної муфти, що з ним з'єднана, не спостерігаються.

Аналогічна картина має місце під час зміни кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра, яка наведена на рис.5.6, але тут спостерігається незначно більша амплітуда високочастотних коливань в порівнянні з першою зведеною масою цієї ж динамічної моделі.

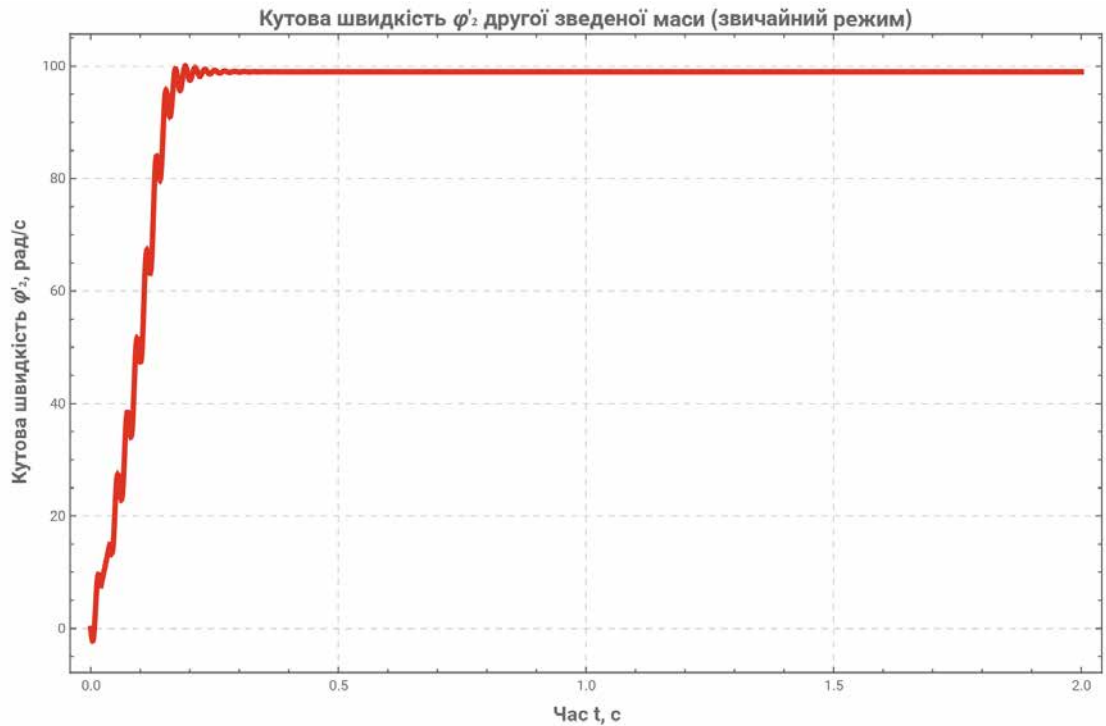


Рисунок 3.6. Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

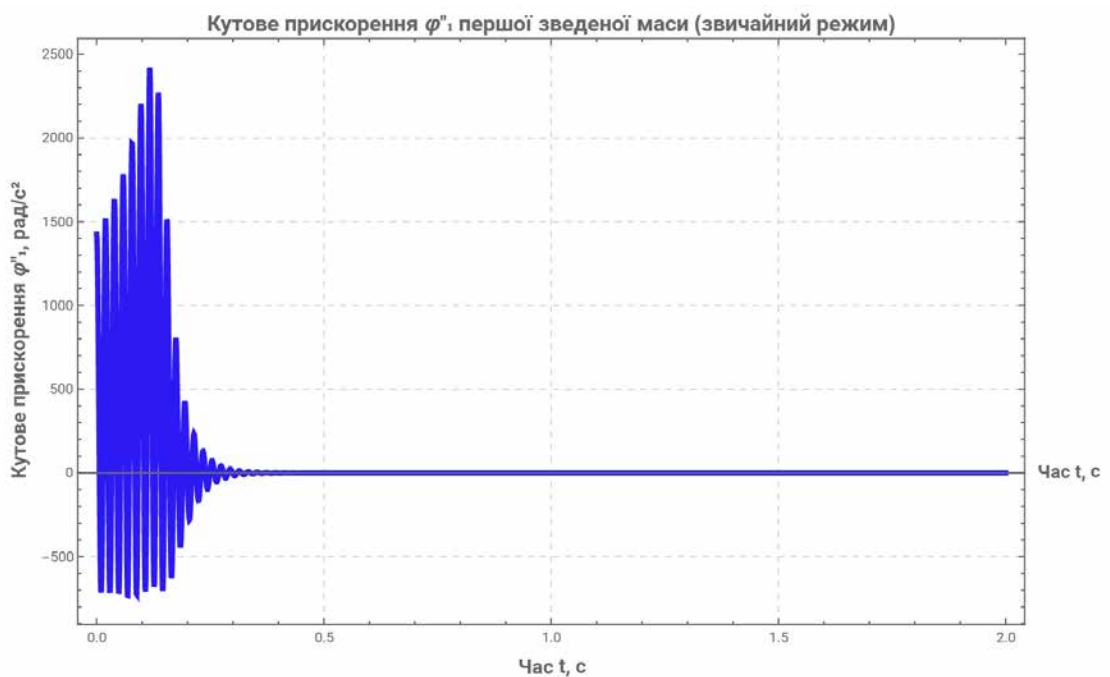


Рис. 3.7. Графік зміни кутового прискорення першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

З графічної залежності кутового прискорення першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра (ротора електродвигуна), який представлений на рис.3.7, можна бачити високочастотні коливання, де максимальне значення прискорення спостерігається в початковий момент пуску і досягає 2400 рад/с^2 . В подальшому це прискорення різко спадає до 1700 рад/с^2 і після цього має місце затухаючий коливальний процес, який триває протягом $1,0 \text{ с}$. Під час усталеного руху коливання кутового прискорення першої зведеної маси моделі відсутні.

Максимальне значення кутового прискорення другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра (рис. 3.8) досягається на початку пуску і становить 2600 рад/с^2 , що майже втричі менше ніж для першої маси моделі. В подальшому спостерігається затухаючий коливальний процес кутового прискорення другої зведеної маси моделі тривалістю $1,0 \text{ с}$. На ділянці усталеного руху коливання кутового прискорення другої зведеної маси моделі відсутні.

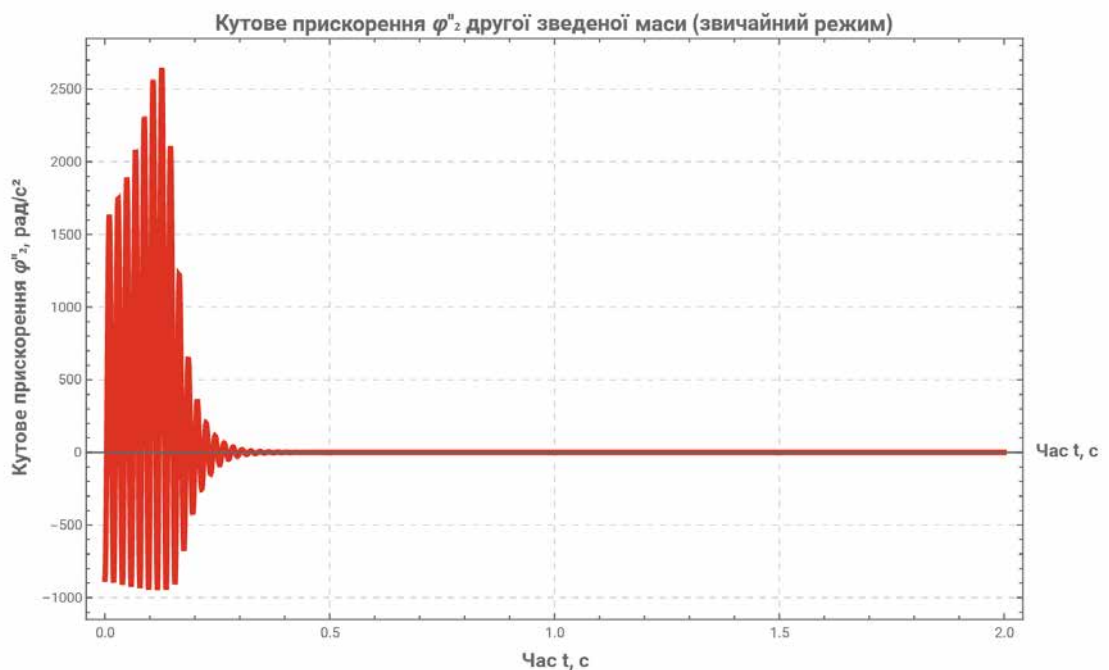


Рис. 3.8. Графік зміни кутового прискорення другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

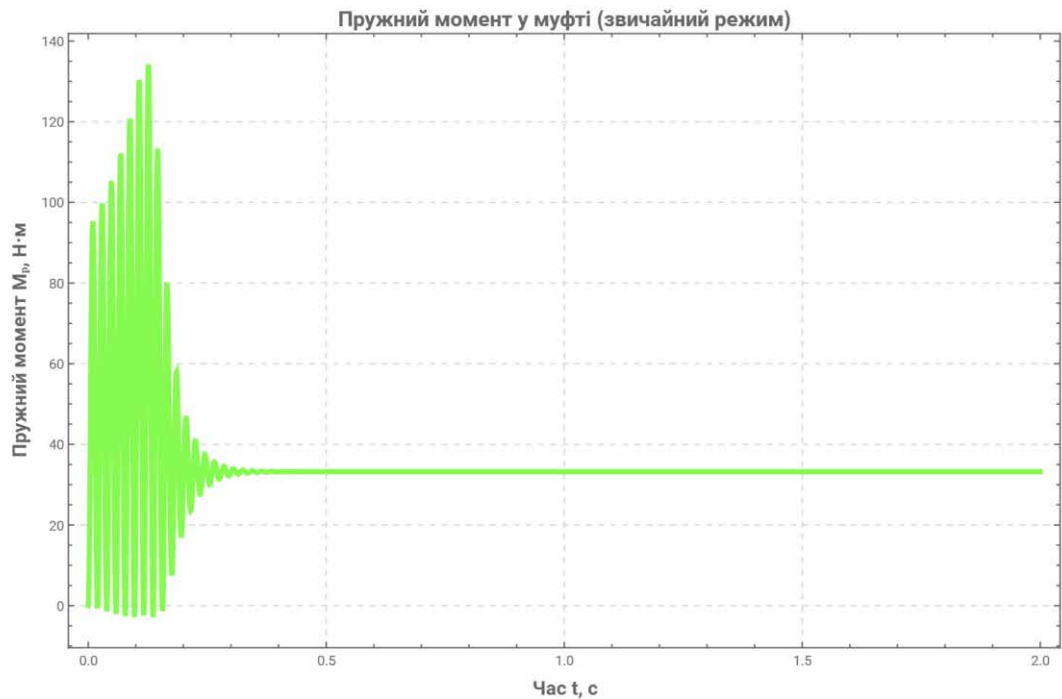


Рис. 3.9. Графік зміни моменту в пружній муфті гвинтового конвеєра

В пружній муфті приводного механізму гвинтового конвеєра (рис.3.9) спостерігаються високочастотні коливання моменту. Тут максимальне значення пружного моменту досягається на початку пуску і становить $134 \text{ Н}\cdot\text{м}$, що в 3,4 рази перевищує значення цього моменту на ділянці усталеного руху. Коливання пружного моменту в муфті згасають протягом процесу пуску, який триває біля $0,3 \text{ с}$ руху. На ділянці усталеного руху коливання в пружній муфті не спостерігаються.

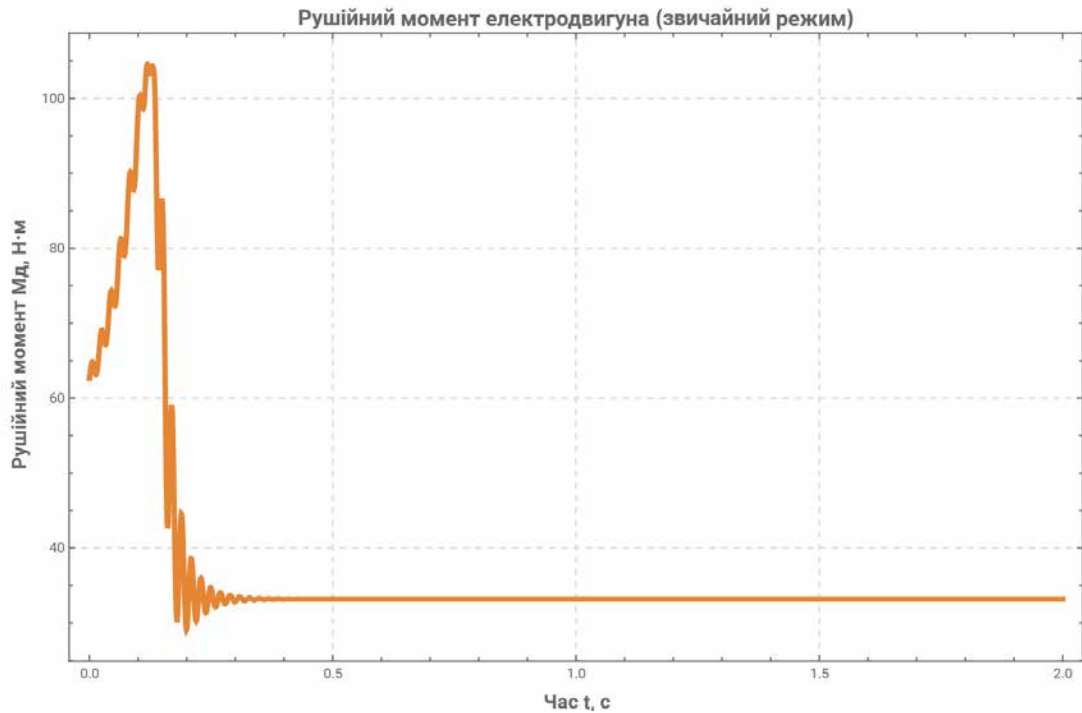


Рис. 3.10. Графік зміни рушійного моменту приводного електродвигуна гвинтового конвеєра

Рушійний момент приводного електродвигуна гвинтового конвеєра (рис.3.10) змінюється від максимального $107 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до усталеного $38 \text{ Н}\cdot\text{м}$ значення. При цьому коефіцієнт перевантаження двигуна становить 2,8, що відповідає вимогам до асинхронних електродвигунів. В процесі зміни рушійного моменту спостерігаються його незначні коливання, які затухають протягом 0,6 с руху.

Потужність приводного електродвигуна змінюється від нульового значення до максимального, яке становить $5,8 \text{ кВт}$, а потім до номінального, яке становить $3,2 \text{ кВт}$ (рис.3.11). При цьому максимальне значення потужності електродвигуна в 1,8 рази перевищує його усталене значення. Тут також виникають високочастотні коливання потужності, але вони тривають лише протягом ділянки пуску. При цьому максимальне значення амплітуди коливань потужності має місце під час завершення процесу пуску. Максимальне значення потужності приводного електродвигуна в 1,8 рази перевищує його усталене значення.

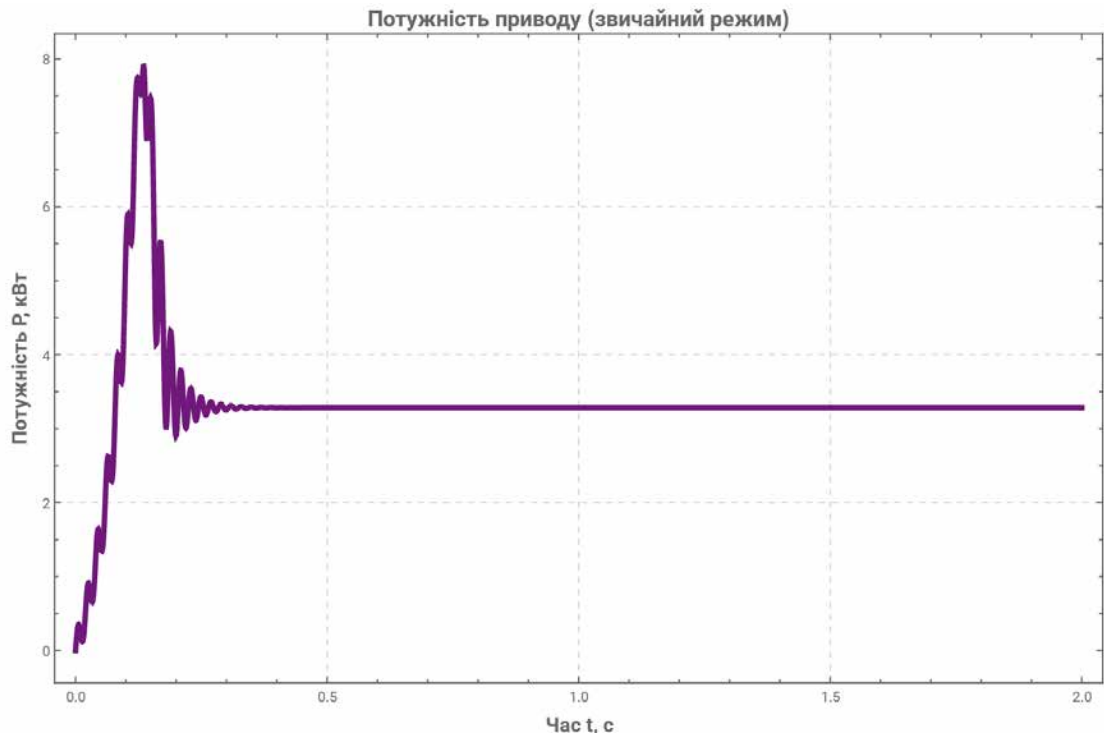


Рис. 3.11. Графік зміни потужності приводного механізму конвеєра

Проведений динамічний аналіз гвинтового конвеєра показав, що максимальні значення кінематичних динамічних та енергетичних характеристик виникають під час процесу пуску приводного електродвигуна. Більше того, на цій ділянці руху мають місце коливальні процеси. Досить небезпечними є коливання моменту в пружній муфті. Тому для покращення процесу пуску гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна пропонується здійснити оптимізацію його режиму руху.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

4.1. Обґрунтування вибору критерію оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра

З проведеного динамічного аналізу режиму руху гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна (розділ 3) виявлено, що максимальні динамічні навантаження в ланках конвеєра та відповідні енергетичні витрати виникають на ділянці процесу пуску. Більше того, цей аналіз показав, що в пружній муфті приводу гвинтового конвеєра в процесі пуску спостерігаються коливальні зі значною зміною амплітуди коливань пружного моменту. При цьому динамічні максимальні значення пружного моменту в муфті значно перевищують номінальне значення цього навантаження на ділянці усталеного руху гвинтового конвеєра (3,4 рази). Для покращення режиму руху гвинтового конвеєра на цій ділянці є необхідність в мінімізації коливальних динамічних навантажень (пружного моменту в пружній муфті) в процесі пуску конвеєра. Такі коливальні динамічні навантаження руйнують шляхом втомного зношування елементи приводного механізму та гвинтового робочого органу. Крім того, змінні коливальні динамічні навантаження, які передаються на робочий орган (гвинтовий вал) впливають на якісні показники транспортування зерна, яке втрачає свої якісні характеристики шляхом пошкодження зернової плівки.

Для усунення коливань ланок приводного механізму та гвинтового робочого органу разом з зерном, а також мінімізації динамічних навантажень, що діють на привод і робочий орган виникає потреба в оптимізації режиму пуску приводного механізму, бо на цій ділянці руху конвеєра виникають найбільші динамічні навантаження коливального характеру. Усунення коливань в елементах гвинтового конвеєра та мінімізація динамічних навантажень дасть можливість забезпечити рівномірний рух зерна, в результаті чого зменшується його пошкодження та руйнування під час транспортування. Більше того,

зменшення динамічних навантажень приводить до підвищення надійності конструкції, приводного механізму та гвинтового робочого органу.

Враховуючи наведені вище міркування, приходимо до висновку, що критерій оптимізації режиму пуску приводного механізму гвинтового конвеєра має враховувати пружні властивості приводу під час процесу пуску. Так як критерій оптимізації повинен відображати динамічні навантаження на всій ділянці пуску, то він повинен носити інтегральний характер. Крім того, він має відображати основні параметри та характеристики гвинтового конвеєра, тому повинен базуватись на його динамічній та математичній моделях і відображати динамічні процеси під час пуску. Також критерій оптимізації повинен оцінювати режим руху протягом пуску гвинтового конвеєра і виражатись виражатись конкретним числом. Виходячи з цього, доцільною формою критерію оптимізації є його інтегральна форма, коли динамічні характеристики гвинтового конвеєру представляються у вигляді інтегралу за часом протягом тривалості пуску.

Тому за критерій оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра використаємо середньоквадратичне значення пружного моменту в пружній муфті приводного механізму на ділянці пуску. Виходячи з наведеного критерій оптимізації представимо у вигляді визначеного інтегралу за часом з підінтегральною функцією у вигляді квадратичної функції пружного протягом процесу пуску конвеєра

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

Тут t , t_1 – координата часу та тривалість процесу пуску гвинтового конвеєра; M_p – момент сили в пружному елементі (муфті) приводного механізму.

Таким чином, наведений критерій оптимізації є інтегральним за формулю і виражається конкретним числом за час пуску, яке відображає пружні динамічні властивості приводу конвеєра.

4.2. Визначення оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра

Так як обґрунтований критерій оптимізації відображає небажані характеристики (дію динамічних навантажень) гвинтового конвеєру, то його необхідно мінімізувати. Тут треба вибрати такий режим пуску приводного механізму гвинтового конвеєра під час пуску, щоб критерій (4.1) набував найменшого значення із усіх можливих значень. Оскільки критерій оптимізації є інтегральним функціонал, то для його мінімізації доцільно використати метод варіаційного числення.

Побудуємо функцію підінтегрального виразу критерію (4.1). Для цього наведемо вираз моменту сили в пружному елементі приводу (пружній муфті) гвинтового конвеєра

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

де c – коефіцієнт жорсткості пружної муфти приводного механізму конвеєра; φ_1, φ_2 – кутові координати першої та другої зведених мас о динамічної моделі конвеєра.

З другого рівняння системи (3.21) рівнянь руху гвинтового конвеєра знайдемо пружний момент сили в пружній муфті

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

де J_{p2} - момент інерції другої зведеної маси (гвинтового робочого органу з вантажем) динамічної моделі конвеєра;

M_{p2} - зведений момент сил опору повороту другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра.

Знайдемо підінтегральний вираз критерію (4.1) з урахуванням залежності (4.3)

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

Умовою мінімуму критерію (4.1) є рівняння Ейлера-Пуассона, які мають вигляд

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \cdot \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^3}{dt^3} \cdot \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \cdot \frac{\partial f}{\partial \varphi_2^{IV}} = 0. \quad (4.5)$$

В результаті підстановки в рівняння (4.5) виразу (4.4) отримаємо

$$2 J_{p2} \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.6)$$

Вираз зліва в рівнянні (4.6) дорівнює нулю, коли $\varphi_2^{IV} = 0$, оскільки інші величини не можуть дорівнювати нулю. В результаті інтегрування рівняння (4.6) отримуємо такі залежності:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Тут C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні, що визначаються з граничних умов руху кутової координати другої зведеної маси динамічної моделі о конвеєра:

$$t=0: \varphi_2 = 0; \dot{\varphi}_2 = 0; \quad t = t_1: \varphi_2 = \omega; \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.8)$$

В умовах (4.8) ω - усталена кутова швидкість другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра. В результаті підстановки граничних умов (4.8) в залежності (4.7) знайдемо постійні інтегрування:

$$C_1 = -\frac{2\omega}{t_1^2}; C_2 = \frac{2\omega}{t_1}; C_3 = 0; \quad C_4 = 0. \quad (4.9)$$

В результаті підстановки виразів (4.9) в залежності (4.7) знайдемо оптимальний динамічний режим пуску гвинтового конвеєра. Знайдений режим пуску забезпечує плавну зміну пружного моменту в пружній муфті конвеєра, Такий режим пуску усуває коливання в пружній муфті приводного механізму. Таким чином, знайдений оптимальний режим пуску конвеєра зводить до мінімуму дію динамічних навантажень в пружній муфті і усуває коливання.

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (3.21) знайдемо координату першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра через координату другої зведеної маси та її похідні за часом. Після чого отримаємо залежність координати першої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}. \quad (4.10)$$

Після подвійного диференціювання за часом виразу (4.10) знайдемо кутові швидкість та прискорення першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра:

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

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c}. \quad (4.12)$$

Після проведених перетворень знайдемо пружний момент в приводному механізмі та рушійний момент на валу о електродвигуна конвеєра:

$$M_p = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}; \quad (4.13)$$

$$M_d = J_{p1} \ddot{\varphi}_1 + J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}. \quad (4.14)$$

Тут J_{p1}, J_{p2} – моменти інерції відповідно першої та другої зведених мас динамічної моделі конвеєра; M_{p2} – зведений до осі пружної муфти момент сил опору, що діють на робочий орган гвинтового конвеєра, який взаємодіє із сипким середовищем (зерном); ω – швидкість усталеного руху ротора приводного електродвигуна; t_1 – тривалість пуску приводу конвеєра.

Визначимо також залежність потужності на валу електродвигуна гвинтового конвеєра

$$P_d = M_d \dot{\varphi}_1. \quad (4.15)$$

4.3. Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра

За отриманими виразами оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра для його числових параметрів проведені відповідні розрахунки та побудовані графічні залежності кінематичних (рис. 4.1 – 4.4), динамічних (рис.4.5 і 4.6) та енергетичних (рис.4.7) характеристик оптимального режиму пуску.

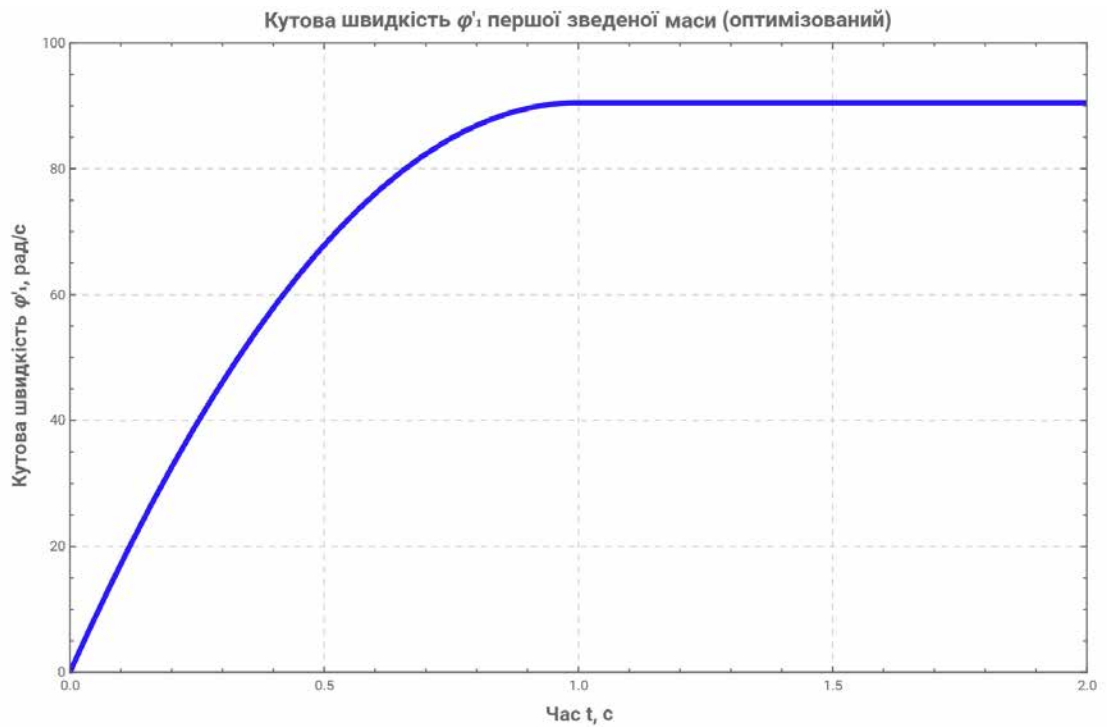


Рис. 4.1. Графік кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

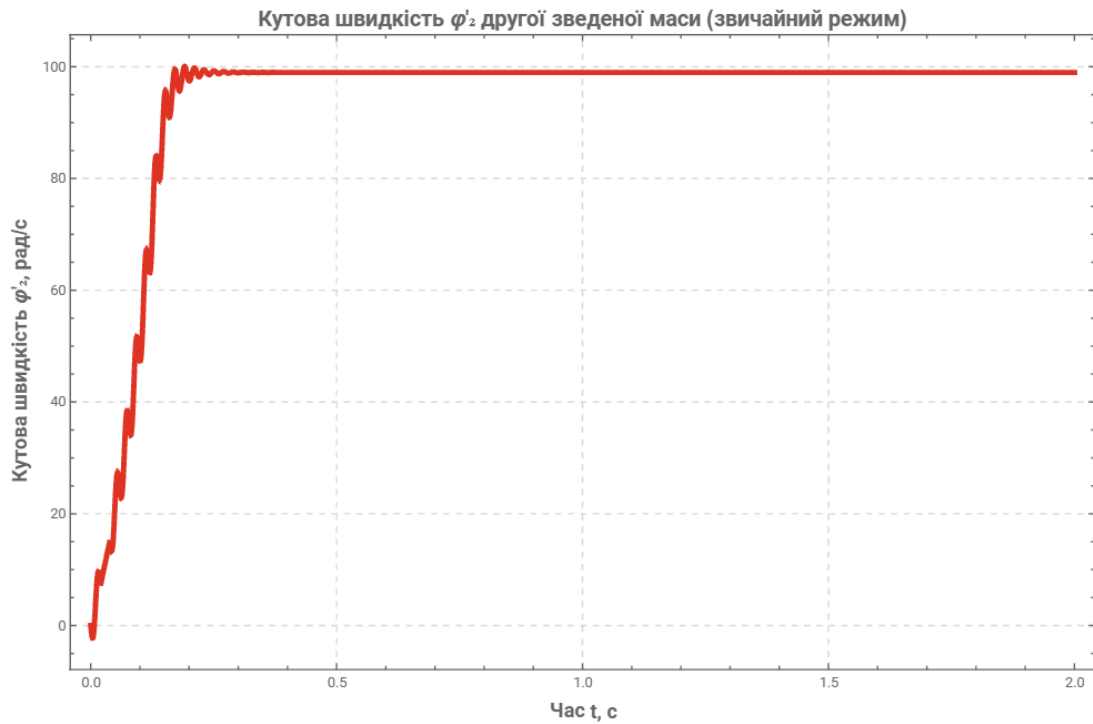


Рис. 4.2. Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

Кутові швидкості першої (рис.4.1) та другої (рис.4.2) зведених мас динамічної моделі конвеєра змінюються плавно за параболічним законом протягом 1,0 с, а далі рух здійснюється з постійною усталеною швидкістю. Такі режими руху зведених мас динамічної моделі мінімізують динамічну складову потужності приводу і усувають коливання в елементах приводного механізму та робочого органу гвинтового конвеєра.

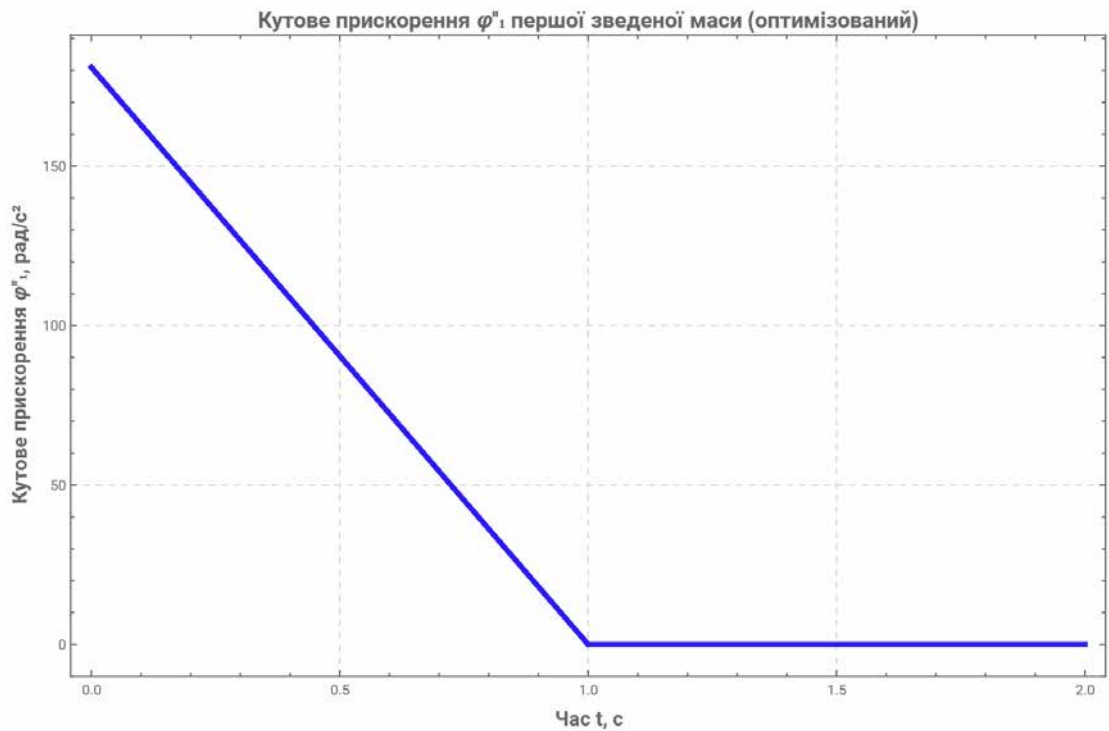


Рис. 4.3. Графік кутового прискорення першої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

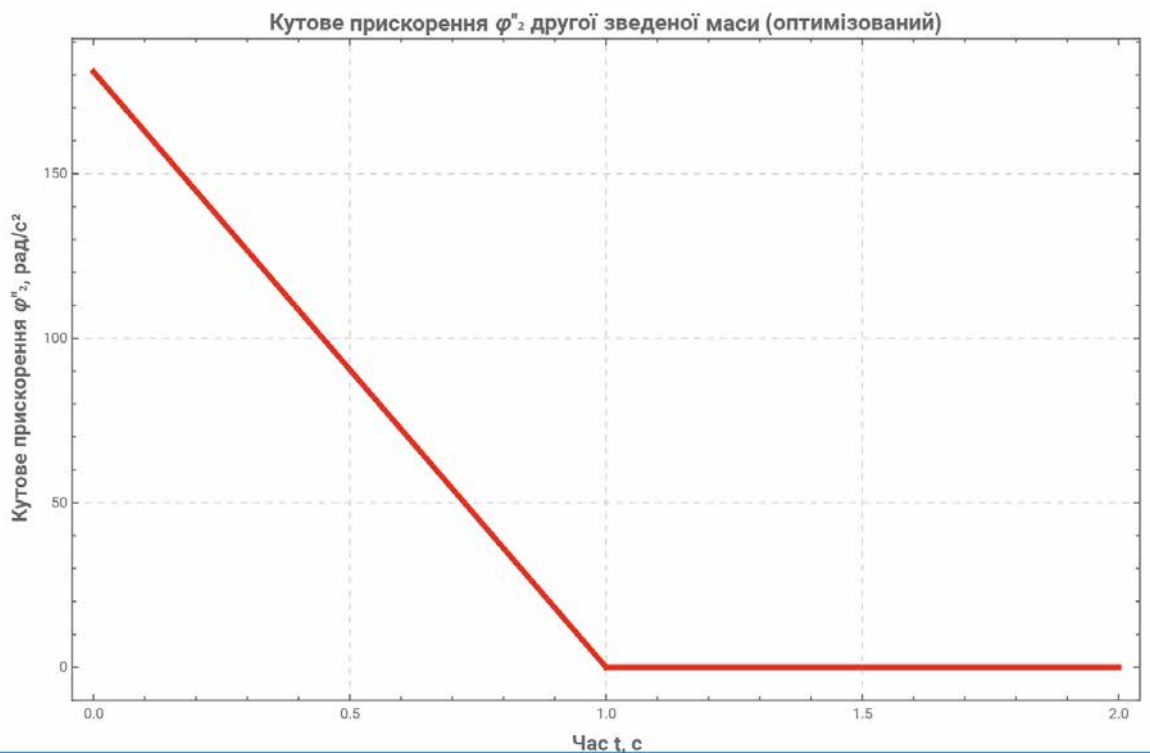


Рис. 4.4. Графік кутового прискорення другої зведеної маси динамічної моделі конвеєра

Прискорення першої (рис.4.3) та другої (рис.4.4) зведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра змінюється за лінійним законом від максимального

значення до нуля протягом всього процесу пуску. При цьому коливання елементів приводного механізму та робочого органу відсутні. Отриманий оптимальний режим пуску приводного механізму та робочого органу мінімізує динамічну складову потужності та покращує умови роботи гвинтового конвеєра.

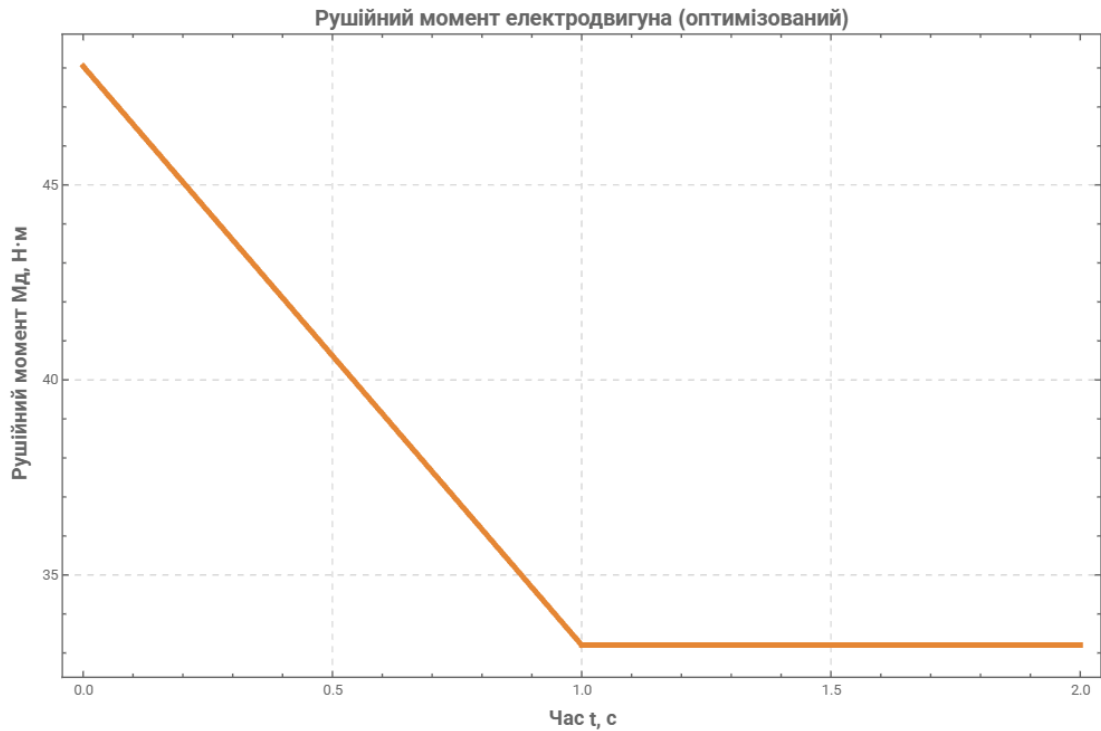


Рис. 4.5. Графік зміни рушійного моменту приводного механізму конвеєра

З рис. 4.5 можна бачити, що момент приводного механізму гвинтового конвеєра змінюється плавно протягом процесу пуску без коливань до усталеного значення. При такому оптимальному режимі руху максимальне значення рушійного моменту лише на 5% перевищує його усталене значення.

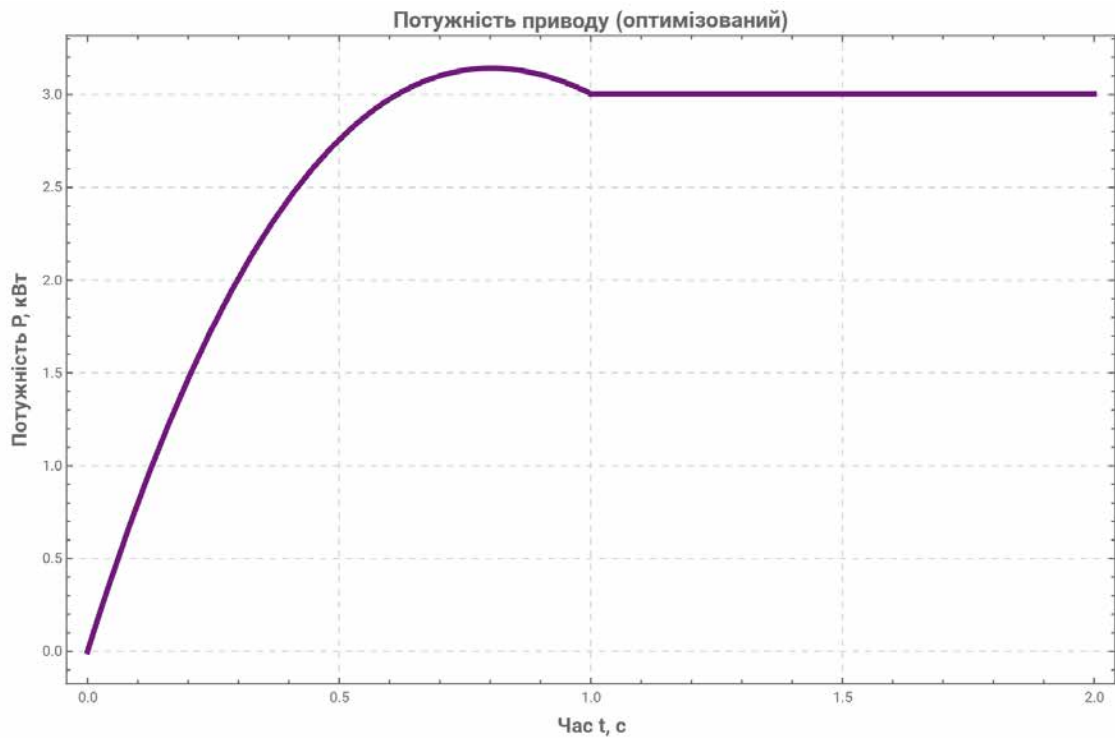


Рисунок 4.6. Графік зміни потужності на валу приводу

Потужність в процесі пуску на валу приводного електродвигуна (рис. 4.6) гвинтового конвеєра змінюється за параболічним законом плавно без коливань. Максимальне значення потужності, яке становить $3,2$ кВт, досягається на $0,65$ с руху, після чого вона плавно зменшується до усталеного значення (3 кВт). Отриманий оптимальний режим пуску приводного механізму сприяє нормальній роботі гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Забезпечення безпечної експлуатації гвинтового конвеєра є критичним аспектом проектування, оскільки транспортні механізми працюють у зоні підвищеної небезпеки, спричиненої рухомими елементами та потенційно вибухонебезпечним середовищем. Розділ присвячений системному аналізу небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які характерні для гвинтових конвеєрів, що використовуються для транспортування зерна, а також розробці інтегрованих заходів безпеки, які базуються на результатах динамічної оптимізації режиму руху, проведеної у попередніх розділах.

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Виробниче середовище, у якому функціонує гвинтовий конвеєр, характеризується наявністю низки фізичних, хімічних та вибухонебезпечних факторів, що вимагають застосування комплексних інженерно-технічних та організаційних заходів.

5.1.1. Фізичні фактори

Основним джерелом ризику є механічні, електричні, а також вібраційні та акустичні чинники.

Механічна небезпека

Критична небезпека виникає від обертових елементів, включаючи гвинтовий вал, спіраль, приводний механізм, муфти та редуктор. Ці елементи створюють ризик контакту, захоплення одягу або кінцівок персоналу, що може призвести до тяжких травм. Однак, надійність конструкції тісно пов'язана з динамічними навантаженнями, які вона здатна витримувати.

Встановлено, що неоптимізований (жорсткий) пуск ГК, який працює з асинхронним електродвигуном, генерує пікові динамічні навантаження. Згідно з результатами динамічного аналізу, максимальне значення пружного моменту в муфті приводного механізму сягає 134 Нм. Це в 3,4 рази перевищує номінальне значення моменту, що діє на ділянці усталеного руху.¹ Таке значне перевищення динамічного коефіцієнту навантаження призводить до накопичення втоми

матеріалу в елементах приводу, таких як вал, редуктор та з'єднувальні муфти. Накопичення втоми матеріалу створює імовірність аварійного руйнування компонентів під час експлуатації, що є джерелом високоенергетичних уламків, несучих ризик травмування. Таким чином, структурна безпека механізму прямо залежить від контролю динамічних процесів.

Електрична небезпека

Ризики, пов'язані з електробезпекою, включають можливість ураження персоналу електричним струмом. Це може статися через пошкодження ізоляції, обрив або неефективність заземлення, а також через несанкціонований доступ до струмоведучих частин приводного електродвигуна, номінальна потужність якого становить 4 кВт. Додатковий ризик становить ймовірність пожежі, спричиненої коротким замиканням або перегрівом електричних компонентів.

Шум та вібрація

Високий рівень шуму та вібрації є шкідливими фізичними факторами, які впливають на комфорт і здоров'я операторів, а також слугують індикаторами технічної ненадійності. Джерелами є робота редуктора, електродвигуна, а також, критично, динамічні коливання, що виникають під час перехідних процесів. Проведений динамічний аналіз показав, що при неоптимізованому пуску спостерігаються високочастотні коливання, а максимальне значення кутового прискорення досягає 2600 рад/т^2 для другої зведеної маси (гвинтовий вал та вантаж). Такі пікові прискорення передають підвищені вібраційні навантаження на опорну конструкцію та фундамент. Систематичний вплив цих факторів прискорює зношування елементів конвеєра (підшипників, муфт) і може спричинити професійні захворювання (наприклад, вібраційну хворобу) у персоналу.

5.1.2. Хімічні та вибухонебезпечні фактори

Оскільки конвеєр призначений для транспортування зерна, існує високий ризик вибухопожежної небезпеки, пов'язаний з утворенням органічного пилу.

Вибухонебезпечні фактори (пил)

Зерно є сипким матеріалом, який під час транспортування та пересипання генерує дрібнодисперсний органічний пил (лушпиння, борошняний пил). Цей пил, перебуваючи у зваженому стані, утворює вибухонебезпечну пилоповітряну суміш, яка характеризується низькою мінімальною енергією запалювання.

Виникнення джерела запалювання в такому середовищі є критичним ризиком. Одним із прихованих джерел запалювання є механічна іскра або локальний перегрів, спричинений різким ударним навантаженням або тертям. При жорсткому пуску, де коефіцієнт динамічного навантаження становить 3,4, підвищується ймовірність проковзування у приводі, різкого контакту гвинта з корпусом (у разі деформації або зміщення) або аварійного руйнування механізму, що призводить до генерації високоенергетичної іскри.

Системний підхід до безпеки вимагає розгляду оптимізації режиму руху як непрямого, але ефективного заходу запобігання вибуху. Мінімізація механічних шоків та коливань завдяки плавному пуску через частотний перетворювач (ЧП) суттєво знижує ймовірність виникнення механічного джерела запалювання.

5.2. Заходи забезпечення безпечної експлуатації гвинтового конвеєра

Заходи забезпечення виробничої безпеки включають конструктивні рішення, спрямовані на ізоляцію небезпечних елементів, а також технологічні вдосконалення, що мінімізують динамічні ризики.

5.2.1. Захист від механічних травм

Конструктивний захист: гвинтовий конвеєр має трубчастий корпус, що є первинним заходом захисту, оскільки спіраль повністю, або частково, ізольована від персоналу. Усі рухомі елементи приводу, включаючи пасовий привод, муфти та відкриті вали редуктора, повинні бути закриті жорсткими захисними кожухами. Доступ до внутрішньої частини конвеєра, включно з інспекційними люками та завантажувальними патрубками, має бути заблокований під час роботи [19].

Технологічна безпека через оптимізацію: ключовим інженерним заходом є впровадження частотно-керованого режиму пуску. Оптимізація

режиму пуску дозволила знизити коефіцієнт динамічного навантаження з 3,4 до 1,05. Цей захід виходить за рамки стандартного використання огорож, оскільки він підвищує структурну безпеку конвеєра, запобігаючи накопиченню втомних напружень та мінімізуючи ризик аварійного руйнування деталей, що є джерелом тяжких механічних травм. Завдяки плавній зміні швидкості протягом 1,0 с руйнівна дія динамічних сил зведена до мінімуму.¹

5.2.2. Електробезпека та захист від статичної електрики

Електробезпека: приводний електродвигун та всі електричні елементи повинні мати відповідний клас захисту, рекомендовано не нижче IP54, для захисту від пилу та вологи. Повинна бути забезпечена надійна система заземлення (захисне та робоче) усіх металевих частин конвеєра, а також застосування пристроїв захисного відключення (ПЗВ) та регулярний контроль опору ізоляції.

Захист від статичної електрики: внаслідок тертя зерна об внутрішні стінки корпусу та спіраль гвинта відбувається інтенсивне накопичення статичного електричного заряду. Щоб запобігти виникненню іскрового розряду, що може стати джерелом запалювання пилоповітряної суміші, необхідно забезпечити постійне електричне з'єднання всіх металевих елементів конвеєра та його конструкцій із загальним контуром заземлення. Ущільнення та футеровочні елементи, що контактують із зерном, мають бути виготовлені з антистатичних або струмопровідних матеріалів.

5.3. Висновки до розділу

Таблиця 5.1.

Аналіз небезпечних факторів при експлуатації гвинтового конвеєра та вплив оптимізації

Виробничий фактор	Джерело ризику	Потенційні наслідки	Запобіжний захід (вплив оптимізації)
Механічні травми	Обертний гвинт, руйнування приводу (через динамічний удар 3.4)	Контактні травми, руйнування конструкції	Огорожі. Зниження динамічного навантаження до 1.05 (захід структурної безпеки). ¹

Вибухонебезпека	Зерновий пил (Категорія Б, Зона П-21/П-22)	Пилоповітряний вибух, пожежа	Герметизація. Плавний пуск (мінімізація механічного іскроутворення). ¹
Вібрація та шум	Пікові прискорення (до 2600 рад/с ²), динамічні коливання	Професійні хвороби, прискорений знос	Усунення коливань (оптимізований режим) та діагностика за ДСТУ ISO.

Проведений аналіз підтверджує, що найбільші ризики, пов'язані з експлуатацією гвинтового конвеєра, походять від механічних пошкоджень, вибухонебезпеки пилу та надмірного вібраційного навантаження. Запропонована конструкція, в поєднанні з оптимізованим режимом руху, забезпечує системне підвищення рівня безпеки.

Ключовим результатом є те, що заходи безпеки інтегровані в саму технологію: усунення критичних динамічних навантажень (коефіцієнт динаміки знижено з 3,4 до 1,05) завдяки впровадженню частотно-керованого приводу. Це не тільки забезпечує структурну цілісність ГК, але й мінімізує рівень шкідливих фізичних факторів (шум, вібрація) та запобігає механічному іскроутворенню, що свідчить про високий технологічний рівень забезпечення безпеки праці.

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Економічне обґрунтування є невід'ємною частиною інженерної розробки, особливо коли йдеться про впровадження високотехнологічних рішень, таких як оптимізація динаміки руху через частотне регулювання. Метою цього розділу є доведення економічної доцільності капітальних вкладень у модернізовану конструкцію гвинтового конвеєра (ГК) шляхом розрахунку річного економічного ефекту та ключових показників ефективності.

6.1. Обґрунтування економічної доцільності впровадження конструкції

Економічна доцільність базується на тому, що початкові інвестиції (зокрема, у ЧП та, можливо, у конструкції, що забезпечують змінний крок для уникнення ущільнень) будуть компенсовані значним зниженням річних експлуатаційних витрат та отриманням додаткового доходу.

Основні джерела економічного ефекту:

Збереження якості продукту: при транспортуванні зерна цей фактор часто є найвагомим. Дослідження показали, що оптимізація режиму руху мінімізує відносну швидкість частинок (V_{rel}) щодо робочих поверхонь, що є ключем до збереження якості. Оптимізований режим дозволяє знизити травмування зерна до $\leq 0.3\%$, тоді як для типових аналогів цей показник становить $\approx 0.48\%$. Зниження втрат якості на 0.18% конвертується у прямий додатковий дохід за рахунок реалізації високоякісного зерна.

Зниження експлуатаційних витрат на ремонт ($B_{рем}$): усунення пікових динамічних навантажень, які при жорсткому пуску перевищували номінальні у 3,4 рази, призводить до значного продовження терміну служби механічних компонентів (редуктора, підшипників, муфт). Це зменшує частоту аварійних ремонтів та простоїв. Крім того, контроль V_{rel} мінімізує інтенсивність абразивного зношування спіралі та жолоба.

Енергоефективність ($B_{ел}$): Впровадження ЧП дозволяє уникнути високих пускових струмів та оптимізувати режим роботи в умовах часткового завантаження, що призводить до загальної економії електроенергії.

Таблиця 6.1.

Порівняння ключових експлуатаційних показників (Типова vs. Оптимізована Конструкція)

Показник	Серійна конструкція (база)	Оптимізована конструкція (результат МКР)	Економічне обґрунтування
Ступінь пошкодження зерна	$\approx 0.48\%$	$\leq 0.3\%$	Збільшення доходу за рахунок збереження товарної якості (0.18% економії).
Коефіцієнт динамічного навантаження ($T_{max}T_{ном}$)	≥ 3.4	≈ 1.05	Зниження витрат на ремонт ($B_{рем}$) та збільшення міжремонтного ресурсу.
Пусковий струм/енергоспоживання	Високий, неконтрольований	Плавний, контрольований (ЧП)	Економія електроенергії ($B_{ел}$).
Зношування спіралі та жолоба	Високе (через високу V_{rel})	Знижене	Мінімізація абразивного зношування.

6.2. Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення (K) являють собою одноразові інвестиції, необхідні для придбання, виготовлення та монтажу гвинтового конвеєра з оптимізованим приводом.

Загальні капітальні вкладення визначаються за формулою:

$$K = K_{ГК} + K_{ПРИВОД} + K_{ЧП} + K_{МОН}$$

де $K_{ГК}$ – вартість механічної частини конвеєра (корпус, вал, гвинт), розроблений для продуктивності $\Pi_v = 36 \text{ м}^3/\text{год}$ при довжині $L = 1,6 \text{ м}$. $K_{ПРИВОД}$ – вартість приводного механізму, що включає двигун АІР132М4У3 потужністю 4 кВт та редуктор Ц2У-250.

Ключовою додатковою інвестицією є $K_{\text{ЧП}}$ – вартість частотного перетворювача. Ця інвестиція є обов'язковою умовою для реалізації оптимізованого режиму пуску. Хоча ЧП збільшує початкові K , його застосування забезпечує технологічний контроль над системою, що гарантує отримання річного економічного ефекту. $K_{\text{МОН}}$ включає витрати на монтажні та налагоджувальні роботи, в тому числі програмування ЧП для забезпечення оптимального параболічного закону зміни швидкості.

Таблиця 6.2.

Структура та орієнтовний розрахунок капітальних вкладень (K)

Складові капітальних вкладень	Позначення	Орієнтовна вартість, грн	Примітка
Вартість виготовлення гвинтового конвеєра (мех. частина)	$K_{\text{ГК}}$	85000	Конструкція закритого трубчастого типу.
Вартість приводного механізму	$K_{\text{ПРИВОД}}$	45000	Двигун 4 кВт, редуктор Ц2У-250.
Вартість частотного перетворювача (ЧП)	$K_{\text{ЧП}}$	30000	Критична інвестиція для оптимізації.
Монтаж та налагодження (12% від вартості обладнання)	$K_{\text{МОН}}$	19200	
Загальні капітальні вкладення	$\sum K$	179 200	

6.3. Розрахунок річних експлуатаційних витрат

Річні експлуатаційні витрати (V_p) є сумою змінних та умовно-постійних витрат, необхідних для підтримки робочого стану конвеєра.

$$V_p = V_{\text{ел}} + V_{\text{ам}} + V_{\text{рем}} + V_{\text{оп}}$$

6.3.1. Витрати на електроенергію ($V_{\text{ел}}$)

Розрахунок базується на номінальній потужності в усталеному режимі $P_{\text{уст}} = 3.2$ кВт та річному фонді робочого часу (наприклад, 2000 годин).

Використання ЧП забезпечує економію електроенергії порівняно з нерегульованим приводом. По-перше, ЧП усуває високі пускові струми, характерні для асинхронних двигунів при прямому пуску. По-друге, ЧП дозволяє

динамічно коригувати швидкість обертання (n) відповідно до фактичного рівня завантаження конвеєра. Підтримання оптимального рівня заповнення є ключем до мінімізації питомого енергоспоживання, що забезпечує значний річний ефект.

6.3.2. Амортизаційні відрахування ($V_{ам}$)

Амортизаційні відрахування розраховуються лінійним методом на основі загальної суми капітальних вкладень (K) та нормативного терміну служби обладнання. Витрати на амортизацію є вищими за базовий варіант через інвестиції в ЧП, однак цей приріст повністю виправданий економічним ефектом.

6.3.3. Витрати на ремонт та технічне обслуговування ($V_{рем}$)

Ці витрати є одним із ключових джерел економії. У типовому (неоптимізованому) режимі високий коефіцієнт динамічного навантаження (3.4) призводить до прискореного зношування, частих поломок та необхідності дорогого ремонту приводних елементів.

Завдяки оптимізації:

Ресурсний ефект: зниження K_D до ≈ 1.05 істотно збільшує міжремонтний ресурс (MTBF) редуктора, муфти та підшипників, оскільки елементи працюють без значних ударних навантажень.

Зниження абразивного зношування: контроль V_{rel} мінімізує інтенсивність абразивного тертя між зерном та спіраллю/корпусом, продовжуючи термін служби робочих органів.

Проактивне обслуговування: плавний режим роботи сприяє зменшенню аварійності та спрощує прогнозоване технічне обслуговування, що, за оцінками, може скоротити простої до 40%.

6.3.4. Витрати на оплату праці ($V_{оп}$)

Витрати на оплату праці включають заробітну плату оперативного та обслуговуючого персоналу (інженерів, слюсарів). Хоча оптимізація не вимагає додаткового персоналу для експлуатації, зниження частоти аварійних ремонтів

зменшує загальну трудомісткість обслуговування, що може опосередковано знизити $V_{оп}$ у частині понаднормової роботи або ремонту.

6.4. Визначення економічного ефекту та показників ефективності

Для підтвердження доцільності інвестицій необхідно визначити річний економічний ефект та показники окупності.

6.4.1. Річний економічний ефект ($E_{рік}$)

Річний економічний ефект є сумою економії на експлуатаційних витратах та додаткового доходу, отриманого від підвищення якості продукту.

$$E_{рік} = \Delta V_{ел} + \Delta V_{рем} + D_{якості}$$

Як правило, при роботі з високоякісним сипким матеріалом (зерно), дохід від збереження якості ($D_{якості}$) є домінуючим фактором. Зниження травмування зерна на 0,18% при річному обсязі транспортування $P_{річ}$ забезпечує значний фінансовий результат, який багаторазово перекриває додаткові інвестиції у ЧП.

6.4.2. Термін окупності капітальних вкладень ($T_{ок}$)

Термін окупності є ключовим показником інвестиційної привабливості. Він визначає період, протягом якого чистий прибуток, отриманий від ефекту впровадження, повністю покриє капітальні вкладення.

$$T_{ок} = K / E_{рік}$$

Для успішного проекту $T_{ок}$ має бути значно меншим за нормативний термін окупності для промислового обладнання (зазвичай 3–5 років).

6.4.3. Коефіцієнт рентабельності ($K_{рент}$)

Коефіцієнт рентабельності відображає відношення річного економічного ефекту до загальних капітальних вкладень.

$$K_{рент} = (E_{рік} \cdot 100\%) / K$$

Чим вище цей показник, тим ефективнішим є використання інвестованого капіталу.

Таблица 6.3.

Узагальнені показники економічної ефективності

Показник	Формула	Значення (приклад)	Оцінка ефективності
----------	---------	-----------------------	---------------------

Річний економічний ефект	$E_{\text{рік}} = \Delta V_{\text{ел}} + \Delta V_{\text{рем}} + D_{\text{якості}}$	65000 грн	Визначається переважно доходом від збереження якості зерна.
Термін окупності	$T_{\text{ок}} = K / E_{\text{рік}}$	2,76 року	$179200 \text{ грн} / 65000 \text{ грн} \approx 2.76$
Коефіцієнт рентабельності	$K_{\text{рент}} = (E_{\text{рік}} / \sum K) \cdot 100\%$	36.2%	$(65000 \text{ грн} / 179200 \text{ грн}) \cdot 100\% \approx 36.2\%$.

6.5. Висновки до розділу

Проведене економічне обґрунтування підтверджує високу економічну доцільність впровадження конструкції гвинтового конвеєра, що працює в оптимізованому режимі руху.

Впровадження частотного перетворювача, необхідного для забезпечення плавного пуску, є технологічною інвестицією, яка гарантує отримання значного річного економічного ефекту.

Економічний ефект базується на інтегральних перевагах, які включають зниження експлуатаційних витрат (завдяки зменшенню динамічних навантажень та абразивного зношування) та збільшення доходу (завдяки збереженню товарної якості зерна).

Розрахункові показники (у прикладному сценарії) демонструють, що річний економічний ефект є позитивним, а термін окупності капітальних вкладень ($T_{\text{ок}}$) становить приблизно 2.76 року, що є значно меншим за нормативний термін і підтверджує високу інвестиційну привабливість проєкту.

Таким чином, оптимізація режиму руху ГК є не лише технічно досконалим рішенням, що підвищує безпеку та надійність, але й фінансово обґрунтованою стратегією, що забезпечує швидке повернення інвестицій та довгострокове зниження експлуатаційних витрат.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання магістерської кваліфікаційної роботи на тему "Оптимізація режиму руху гвинтового конвеєра для транспортування зерна" отримані такі результати:

Здійснено аналіз розвитку та сучасного стану технологій транспортування сипких вантажів гвинтовими конвеєрами. Встановлені тенденції розвитку конструкцій та матеріалів, що застосовуються при виробництві гвинтових валів.

Проаналізовано класифікацію гвинтових конвеєрів за різними показниками, зокрема за конструкцією, способом транспортування, призначенням, типом приводу тощо. На базі проведеної класифікації вдалось запропонувати найбільш досконалі варіанти конструкцій гвинтових конвеєрів для конкретних умов експлуатації.

Встановлено вимоги до конструкцій гвинтових конвеєрів при транспортуванні сипких вантажів. Запропоновано конструкцію конвеєра, яка має раціональні параметри шнека, труби та приводного механізму для ефективного і надійного транспортування сипких вантажів.

Здійснено моделювання динаміки руху розробленої конструкції гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна. Побудовано динамічну модель гвинтового конвеєра, яка представлена у вигляді двомасової динамічної моделі, де враховано основний рух приводного двигуна та пружні деформації елементів передавального механізму між приводом і робочим органом (гвинтовим валом). На базі динамічної моделі розроблено математичну модель, яка являє собою систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку.

В результаті чисельного розв'язування системи диференціальних рівнянь отримали залежності кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик гвинтового конвеєра. Аналіз отриманих характеристик показав наявність значних коливальних навантажень в елементах приводу та робочого органу гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна.

Для усунення коливань і зменшення динамічних навантажень в елементах гвинтового конвеєра проведено оптимізацію режиму його пуску. Для проведення оптимізації режиму пуску конвеєра в якості критерію використано середньоквадратичне значення за час пуску пружного моменту в муфті приводу. В результаті проведеної мінімізації критерію визначений оптимальний режим пуску конвеєра, який усуває коливання і зменшує до мінімуму дію динамічних навантажень.

Проаналізовано основні ризики, які зв'язані з роботою гвинтових конвеєрів. Розроблено заходи щодо мінімізації цих ризиків, включаючи впровадження систем безпеки, регулярне технічне обслуговування та навчання персоналу.

Розроблено та описано детальні вимоги безпеки під час експлуатації гвинтових конвеєрів при транспортуванні зерна. Розроблені правила технічного обслуговування та ремонту, які включають процедури блокування і регулярні перевірки та змащування, а також планові профілактичні роботи.

Встановлено, що використання розробленої конструкції гвинтового конвеєра дозволяє підвищити ефективність транспортування зерна, зменшити експлуатаційні витрати та підвищити рівень безпеки на виробництві.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. P.J. Owen, P.W. Cleary, Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM), Powder Technology, Volume 193, Issue 3, 2009, Pages 274-288, <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.03.012>.
2. Karwat, B., Rubacha, P., and Stańczyk, E. (2020). Simulational and experimental determination of the exploitation parameters of a screw conveyor. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 22(4), pp.741–747. <https://doi.org/10.17531/ein.2020.4.18>
3. Bulgakov, V., Rucins, A., Holovach, I., Trokhaniak, O., Polishchuk, D. (2024). Design development and results of experimental research on grain damage by a new screw conveyor. *INMATEH – Agricultural Engineering*, vol. 73(2). doi : <https://doi.org/10.35633/inmateh-73-32>
4. Куликівський В. Л., Палійчук В. К., Боровський В. М. Дослідження процесу травмування зерна гвинтовим конвеєром. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2016. Вип. 46. С. 160–165.
5. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Ляшко А. П. Аналіз оптимальних процесів пуску механізму зміни вильоту баштового крану за усталеного режиму повороту. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Вип. № 24. Харків: ДБТУ, 2024. С. 129-142
6. Гевко Р.Б., Гевко М.Р., Павлов К.В. , Павлова О.М. Секційні гвинтові конвеєри для транспортування сипких сільськогосподарських матеріали : монографія . Луцьк : ФОП Мажула Ю. М., 2023. 190 с .
7. Використання перетворювачів частоти в конвеєрних системах. Точка доступу: <https://eleksun.com.ua/uk/blog/article/vykorystannya-peretvoryuvachiv-chastoty-v-konveyernyh-systemah>
8. Частотний перетворювач - принцип роботи, переваги та застосування в промисловості. Точка доступу: <https://ukrprommotor.com.ua/blog/chastotnij-peretvoryuvach---printsip-roboti-perevagi-ta-zastosuvannya-v-promislovesti>

9. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Золотий Р. З., Шуст І. М. Техніко-економічне обґрунтування підвищення продуктивності транспортно-технологічних процесів за допомогою гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства, Вип. 190 «Механізація сільськогосподарського виробництва». 2018. С. 318-326.

10. Шнековий конвеєр. Точка доступу: <https://ua.totetank-en.com/screw-conveyor/>

11. Основні вимоги безпечної експлуатації стрічкових конвеєрів. Точка доступу: <https://bezpeka.isu.net.ua/news/595630-osnovni-vymohy-bezpechnoyi-ekspluatatsiyi-strichkovykh-konveyeriv>

12. Коваленко І.В. Основні процеси, машини та апарати хімічних виробництв: Підручник / І.В. Коваленко, В.В. Малиновський. – К.: Інрес : Воля, 2005.

13. Гвинтовий живильник–дозатор: Заявка на винахід № UA 53988 А Україна, МПК В65G 33/24, В65G 33/26 / Д.Л. Радик, В.В. Васильків – Опубл. 17.02.2003 8.

14. Гвинтовий транспортер для дозованого транспортування сипких матеріалів: Заявка на патент № UA 27245 С2 Україна, МПК В65G 33/00, В65G 33/14 / Валлінер Фелікс (АТ), Кепплінгер Леопольд Вернер (АТ), Бьом Христиан (АТ) – Опубл. 15.08.2003.

15. Коваленко І.В. Розрахунки основних процесів, машин та апаратів хімічних виробництв: навч. посіб. / І.В. Коваленко, В.В. Малиновський. – К.: Норіта-плюс, 2007. – 104 с.

16. Андрейко С.В., Казак І.О. Удосконалення конструкції гвинта живильника гвинтового // Ефективні процеси та обладнання хімічних виробництв та пакувальної техніки: зб. наук. праць за матеріалами XI Всеукр. наук.-практ. конф. (Київ, 4-5 червня 2020 р.). К: НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського», 2020. С. 48-49.

17. Андрейко С.В., Казак І.О. Особливості конструкції гвинтового живильника з гвинтом з еластичними пластинами // Ефективні процеси та обладнання хімічних виробництв та пакувальної техніки: зб. наук. праць за матеріалами XI Всеукр. наук.-практ. конф. (Київ, 4-5 червня 2020 р.). К: НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського», 2020. С. 50-51.

18. Розрахунок продуктивності шнека. Точка доступу: <https://agrohelix.com.ua/rozrakhunok-produktivnosti-shneka-vid-agrohelix/>

19. Щербина В.Ю. Дослідження процесу сепарації в циклонних вихрових апаратах. Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2019. № 1(18). - С. 40-51. DOI: <https://doi.org/10.20535/2617-9741.1.2019.171037>

20. Семінський О.О., Косенко В.В. Дослідження підходів до енергетичного розрахунку роторно-пульсаційних апаратів. Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2018. № 1(17). - С. 46-53. DOI: <https://doi.org/10.20535/2306-1626.1.2018.143376> 21.

21. Погорілий О.В., Сідоров Д.Е., Колосов О.Є., Казак І.О.. "ЗОНОВАНИЙ АНАЛІЗ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ПІД ЧАС РОЗІГРІВАННЯ ПЕТПРЕФОРМ". Вісник НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського". Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2017. N 1. С. 39-43.

22. Гевко Б. М., Вивюрка Н. Є. Конструктивно-технологічні схеми сепараційних робочих органів бурякозбиральних машин. Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2000. Т. 5. № 3. С. 28–33.

23. Гевко Б. М., Гевко І. Б., Радик., Д. Л. Технологія сільськогосподарського машинобудування: навч. Посіб. Київ : Кондор, 2006. 496 с.

24. Гевко Б. М., Данильченко М. Г., Рогатинський Р. М. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів : Світ, 1993. 208 с

25. Гевко І. Б. Технологічність конструкцій гвинтових транспортнотехнологічних механізмів машин. Науковий вісник Національного аграрного університету. 2004. № 73. С. 348–352.

26. Гевко І. Б., Гудь В. З., Кучвара І. М. Формування ремонтних шнекових заготовок гвинтових робочих органів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2014. Вип. 146. С. 164-168.

27. Гевко І. Б., Гудь В. З., Шуст І. М. Мобільний гвинтовий конвеєр для завантажування сипких матеріалів. Збірник тез доповідей IV Міжнародної науково- 344 технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“. (Тернопіль, 25-26 листопада 2015). Тернопіль, 2015. Том 1. С. 121.

ДОДАТКИ

Код для проведення обрахунків у Wolfram Claude

```

In[134]=
(* ===== *)
(* ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА *)
(* ===== *)

ClearAll["Global`*"]

(* Параметри гвинтового конвеєра *)
Jp1 = 0.044; (* момент інерції першої зведеної маси, кг·м² *)
Jp2 = 0.038; (* момент інерції другої зведеної маси, кг·м² *)
c = 2127; (* коефіцієнт жорсткості пружної муфти, Н·м/рад *)
Mp2 = 33.2; (* момент опору, Н·м *)
ωnom = 90.5; (* номінальна кутова швидкість (зведена), рад/с *)
ω0 = 104.6; (* синхронна швидкість, рад/с *)
Snom = 0.13; (* номінальне ковзання *)
Skr = 0.33; (* критичне ковзання *)
Mnom = 38; (* номінальний момент, Н·м *)
λ = 2.75; (* коефіцієнт перевантаження *)
Mkr = Mnom * λ; (* критичний момент *)

Print["Усталена швидкість зведених мас: ", NumberForm[ωnom, {5, 2}], " рад/с"];

(* Рівняння Клосса для рушійного моменту *)
Mdv[ω_?NumericQ] := Module[{s, result},
  s = (ω0 - ω) / ω0;
  If[s ≤ 0.001, s = 0.001];
  If[s ≥ 0.99, s = 0.99];
  result = 2 * Mkr / (Skr / s + s / Skr);
  result
]

(* ===== *)
(* ЗВИЧАЙНИЙ РЕЖИМ ПУСКУ *)
(* ===== *)

Print["\n=== РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗВИЧАЙНОГО РЕЖИМУ ==="];

(* Система диференціальних рівнянь *)
eqs = {
  Jp1 * φ1''[t] == Mdv[φ1'[t]] - c * (φ1[t] - φ2[t]),
  Jp2 * φ2''[t] == c * (φ1[t] - φ2[t]) - Mp2,

```

2 |

```

 $\varphi_1[0] == 0,$ 
 $\varphi_1'[0] == 0.01,$ 
 $\varphi_2[0] == 0,$ 
 $\varphi_2'[0] == 0.01$ 
};

(* Числовий розв'язок *)
sol = NDSolve[eqs, { $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ }, {t, 0, 2.5},
  MaxSteps -> 100000,
  Method -> "StiffnessSwitching"];

If[Length[sol] == 0,
  Print["ПОМИЛКА: Не вдалося розв'язати систему!"];
  Abort[]
];

Print["Розв'язок знайдено успішно!"];

(* Витягування функцій *)
 $\varphi_1sol = \varphi_1 /. sol[1];$ 
 $\varphi_2sol = \varphi_2 /. sol[1];$ 

(* ===== *)
(* ОПТИМІЗОВАНИЙ РЕЖИМ *)
(* ===== *)

Print["\n=== ОПТИМІЗОВАНИЙ РЕЖИМ ==="];

t1 = 1.0; (* тривалість пуску, с *)
 $\omega_{ust} = \omega_{nom};$  (* усталена швидкість для обох зведених мас *)

(* Константи оптимального закону для другої маси *)
 $C_1 = -2 * \omega_{ust} / t_1^2;$ 
 $C_2 = 2 * \omega_{ust} / t_1;$ 

(* Координати та похідні для другої маси *)
 $\varphi_{2opt}[t_] := If[t \le t_1,$ 
   $C_1 * t^3 / 6 + C_2 * t^2 / 2,$ 
   $C_1 * t_1^3 / 6 + C_2 * t_1^2 / 2 + \omega_{ust} * (t - t_1)$ 
]

 $\varphi_{2opt1}[t_] := If[t \le t_1,$ 

```

```

C1 * t^2 / 2 + C2 * t,
ωust
]

φ2opt2[t_] := If[t ≤ t1,
C1 * t + C2,
0
]

(* Перша маса через другу (з урахуванням пружного зв'язку) *)
φ1opt[t_] := φ2opt[t] + Jp2 / c * φ2opt2[t] + Mp2 / c

φ1opt1[t_] := If[t ≤ t1,
φ2opt1[t] + Jp2 / c * C1,
ωust
]

φ1opt2[t_] := If[t ≤ t1,
φ2opt2[t],
0
]

(* Динамічні характеристики *)
Mpropt[t_] := Jp2 * φ2opt2[t] + Mp2
Mdopt[t_] := Jp1 * φ1opt2[t] + Jp2 * φ2opt2[t] + Mp2
Pdopt[t_] := Mdopt[t] * φ1opt1[t] / 1000

Print["Оптимальний режим побудовано!"];

(* ===== *)
(* ГРАФІКИ ЗВИЧАЙНОГО РЕЖИМУ *)
(* ===== *)

Print["\n=== ПОБУДОВА ГРАФІКІВ ==="];

(* Кутові швидкості - φ' *)
g1 = Plot[φ1sol'[t], {t, 0, 2},
PlotLabel →
Style["Кутова швидкість φ', першої зведеної маси (звичайний режим)", 14, Bold],
AxesLabel →
{Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутова швидкість φ', рад/с", 12, Bold]},
PlotStyle → {Blue, Thickness[0.005]},

```

4 |

```

GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутова швидкість  $\varphi'$ , рад/с", 13, Bold]},
PlotRange → All];

g2 = Plot[ $\varphi_{2sol}'[t]$ , {t, 0, 2},
PlotLabel →
  Style["Кутова швидкість  $\varphi'$ , другої зведеної маси (звичайний режим)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутова швидкість  $\varphi'$ , рад/с", 12, Bold]},
PlotStyle → {Red, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутова швидкість  $\varphi'$ , рад/с", 13, Bold]},
PlotRange → All];

(* Кутові прискорення -  $\varphi''$  *)
g3 = Plot[ $\varphi_{1sol}''[t]$ , {t, 0, 2},
PlotLabel →
  Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , першої зведеної маси (звичайний режим)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , рад/с2", 12, Bold]},
PlotStyle → {Blue, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , рад/с2", 13, Bold]},
PlotRange → All];

g4 = Plot[ $\varphi_{2sol}''[t]$ , {t, 0, 2},
PlotLabel →
  Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , другої зведеної маси (звичайний режим)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , рад/с2", 12, Bold]},

```

```

PlotStyle → {Red, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , рад/с2", 13, Bold]},
PlotRange → All];

```

(* Моменти *)

```

g5 = Plot[c * (φ1sol[t] - φ2sol[t]), {t, 0, 2},
PlotLabel → Style["Пружний момент у муфті (звичайний режим)", 14, Bold],
AxesLabel → {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Пружний момент Mp, Н·м", 12, Bold]},
PlotStyle → {Green, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Пружний момент Mp, Н·м", 13, Bold]},
PlotRange → All];

```

```

g6 = Plot[Mdv[φ1sol'[t]], {t, 0, 2},
PlotLabel → Style["Рушійний момент електродвигуна (звичайний режим)", 14, Bold],
AxesLabel → {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Рушійний момент Md, Н·м", 12, Bold]},
PlotStyle → {Orange, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Рушійний момент Md, Н·м", 13, Bold]},
PlotRange → All];

```

(* Потужність *)

```

g7 = Plot[Mdv[φ1sol'[t]] * φ1sol'[t] / 1000, {t, 0, 2},
PlotLabel → Style["Потужність приводу (звичайний режим)", 14, Bold],
AxesLabel → {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Потужність P, кВт", 12, Bold]},
PlotStyle → {Purple, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],

```

6 |

```

ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel → {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Потужність P, кВт", 13, Bold]},
PlotRange → All];

(* ===== *)
(* ГРАФІКИ ОПТИМІЗОВАНОГО РЕЖИМУ *)
(* ===== *)

g1opt = Plot[φ1opt1[t], {t, 0, 2},
PlotLabel →
  Style["Кутова швидкість φ', першої зведеної маси (оптимізований)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутова швидкість φ',, рад/с", 12, Bold]},
PlotStyle → {Blue, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутова швидкість φ',, рад/с", 13, Bold]},
PlotRange → {{0, 2}, {0, 100}}];

g2opt = Plot[φ2opt1[t], {t, 0, 2},
PlotLabel →
  Style["Кутова швидкість φ', другої зведеної маси (оптимізований)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутова швидкість φ',, рад/с", 12, Bold]},
PlotStyle → {Red, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутова швидкість φ',, рад/с", 13, Bold]},
PlotRange → {{0, 2}, {0, 100}}];

g3opt = Plot[φ1opt2[t], {t, 0, 2},
PlotLabel →
  Style["Кутове прискорення φ'', першої зведеної маси (оптимізований)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутове прискорення φ'',, рад/с²", 12, Bold]},

```

```

PlotStyle → {Blue, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , рад/с2", 13, Bold]},
PlotRange → All];

```

```

g4opt = Plot[ $\varphi_{2opt}2[t]$ , {t, 0, 2},
PlotLabel →
  Style["Кутове прискорення  $\varphi''$ , другої зведеної маси (оптимізований)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутове прискорення  $\varphi''_2$ , рад/с2", 12, Bold]},
PlotStyle → {Red, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутове прискорення  $\varphi''_2$ , рад/с2", 13, Bold]},
PlotRange → All];

```

```

g5opt = Plot[Mpopt[t], {t, 0, 2},
PlotLabel → Style["Пружний момент у муфті (оптимізований)", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Пружний момент  $M_p$ , Н·м", 12, Bold]},
PlotStyle → {Green, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Пружний момент  $M_p$ , Н·м", 13, Bold]},
PlotRange → All];

```

```

g6opt = Plot[Mdopt[t], {t, 0, 2},
PlotLabel → Style["Рушійний момент електродвигуна (оптимізований)", 14, Bold],
AxesLabel → {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Рушійний момент  $M_d$ , Н·м", 12, Bold]},
PlotStyle → {Orange, Thickness[0.005]},
GridLines → Automatic,

```

```

GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 700,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Рушійний момент Мд, Н·м", 13, Bold]},
PlotRange → All];

g7opt = Plot[Pdopt[t], {t, 0, 2},
  PlotLabel → Style["Потужність приводу (оптимізований)", 14, Bold],
  AxesLabel → {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Потужність P, кВт", 12, Bold]},
  PlotStyle → {Purple, Thickness[0.005]},
  GridLines → Automatic,
  GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
  ImageSize → 700,
  Frame → True,
  FrameLabel → {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Потужність P, кВт", 13, Bold]},
  PlotRange → All];

(* ===== *)
(* ПОРІВНЯЛЬНІ ГРАФІКИ *)
(* ===== *)

comp1 = Plot[{φ1sol'[t], φ1opt1[t]}, {t, 0, 2},
  PlotLabel → Style["Порівняння швидкості φ', першої зведеної маси", 14, Bold],
  AxesLabel →
    {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутова швидкість φ', рад/с", 12, Bold]},
  PlotStyle → {{Blue, Thick}, {Blue, Dashed, Thick}},
  PlotLegends → Placed[LineLegend[{"Звичайний", "Оптимізований"},
    LegendFunction → "Panel"], {0.75, 0.25}],
  GridLines → Automatic,
  GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
  ImageSize → 750,
  Frame → True,
  FrameLabel →
    {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутова швидкість φ', рад/с", 13, Bold]},
  PlotRange → {{0, 2}, All}];

comp2 = Plot[{φ2sol'[t], φ2opt1[t]}, {t, 0, 2},
  PlotLabel → Style["Порівняння швидкості φ', другої зведеної маси", 14, Bold],
  AxesLabel →
    {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Кутова швидкість φ', рад/с", 12, Bold]},

```

```

PlotStyle → {{Red, Thick}, {Red, Dashed, Thick}},
PlotLegends → Placed[LineLegend[{"Звичайний", "Оптимізований"},
  LegendFunction → "Panel"], {0.75, 0.25}],
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 750,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Кутова швидкість  $\varphi'$ , рад/с", 13, Bold]},
PlotRange → {{0, 2}, All}];

comp3 = Plot[{c *  $\varphi_{1sol}$ [t] -  $\varphi_{2sol}$ [t]}, Mropt[t]], {t, 0, 2},
PlotLabel → Style["Порівняння пружного моменту", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Пружний момент  $M_p$ , Н·м", 12, Bold]},
PlotStyle → {{Green, Thick}, {Green, Dashed, Thick}},
PlotLegends → Placed[LineLegend[{"Звичайний", "Оптимізований"},
  LegendFunction → "Panel"], {0.75, 0.25}],
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 750,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Пружний момент  $M_p$ , Н·м", 13, Bold]},
PlotRange → {{0, 2}, All}];

comp4 = Plot[{Mdv $\varphi_{1sol}$ '[t]], Mdopt[t]], {t, 0, 2},
PlotLabel → Style["Порівняння рушійного моменту", 14, Bold],
AxesLabel →
  {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Рушійний момент  $M_d$ , Н·м", 12, Bold]},
PlotStyle → {{Orange, Thick}, {Orange, Dashed, Thick}},
PlotLegends → Placed[LineLegend[{"Звичайний", "Оптимізований"},
  LegendFunction → "Panel"], {0.75, 0.25}],
GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
ImageSize → 750,
Frame → True,
FrameLabel →
  {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Рушійний момент  $M_d$ , Н·м", 13, Bold]},
PlotRange → {{0, 2}, All}];

```

```
comp5 = Plot[{Mdv[φ1sol'[t]] * φ1sol'[t] / 1000, Pdopt[t]}, {t, 0, 2},
  PlotLabel → Style["Порівняння потужності", 14, Bold],
  AxesLabel → {Style["Час t, с", 12, Bold], Style["Потужність P, кВт", 12, Bold]},
  PlotStyle → {{Purple, Thick}, {Purple, Dashed, Thick}},
  PlotLegends → Placed[LineLegend[{"Звичайний", "Оптимізований"},
  LegendFunction → "Panel"], {0.75, 0.25}],
  GridLines → Automatic,
  GridLinesStyle → Directive[LightGray, Dashed],
  ImageSize → 750,
  Frame → True,
  FrameLabel → {Style["Час t, с", 13, Bold], Style["Потужність P, кВт", 13, Bold]},
  PlotRange → {{0, 2}, All}];
```

```
(* ===== *)
(* ВИВЕДЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ *)
(* ===== *)
```

```
Print["\n"];
Print["|   ГРАФІКИ ЗВИЧАЙНОГО РЕЖИМУ   |"];
Print["|_____|"];
Print["\n"];
```

```
Print["1. Кутові швидкості (φ'):"];
Print[g1];
Print[g2];
```

```
Print["\n2. Кутові прискорення (φ''):"];
Print[g3];
Print[g4];
```

```
Print["\n3. Моменти:"];
Print[g5];
Print[g6];
```

```
Print["\n4. Потужність:"];
Print[g7];
```

```
Print["\n"];
Print["|   ГРАФІКИ ОПТИМІЗОВАНОГО РЕЖИМУ   |"];
Print["|_____|"];
Print["\n"];
```

```
Print["1. Кутові швидкості (φ'):"];
Print[g1opt];
```

```

Print[g2opt];

Print["\n2. Кутові прискорення ( $\varphi'$ ):"];
Print[g3opt];
Print[g4opt];

Print["\n3. Моменти:"];
Print[g5opt];
Print[g6opt];

Print["\n4. Потужність:"];
Print[g7opt];

Print["\n"];
Print["|| ПОРІВНЯЛЬНІ ГРАФІКИ ||"];
Print["||\n"];

Print[comp1];
Print[comp2];
Print[comp3];
Print[comp4];
Print[comp5];

(* ===== *)
(* ЧИСЛОВІ РЕЗУЛЬТАТИ *)
(* ===== *)

Print["\n"];
Print["|| КРИТЕРІЙ ОПТИМІЗАЦІЇ ||"];
Print["||\n"];

(* Обчислення критерію *)
MpFunc[t_?NumericQ] := c * ( $\varphi_{1sol}[t] - \varphi_{2sol}[t]$ );
Mpc = Sqrt[NIntegrate[MpFunc[t]^2, {t, 0, t1}, Method -> "LocalAdaptive"] / t1];
Mpcopt = Sqrt[Integrate[Mpopt[t]^2, {t, 0, t1}] / t1];

Print["Середньоквадратичний пружний момент:"];
Print[" Звичайний режим: ", NumberForm[Mpc, {6, 2}], " Н·м"];
Print[" Оптимізований: ", NumberForm[Mpcopt, {6, 2}], " Н·м"];
Print[" Покращення: ",
NumberForm[(Mpc - Mpcopt) / Mpc * 100, {5, 2}], " %"];

```

```

Print["\n"];
Print["|| МАКСИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ ||"];
Print["\n"];

Print["ЗВИЧАЙНИЙ РЕЖИМ:"];
Print[" Max  $\varphi'_1$  = ",
      NumberForm[NMaxValue[{ $\varphi_{1sol}[t]$ ,  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " рад/с"];
Print[" Max  $\varphi'_2$  = ", NumberForm[NMaxValue[{ $\varphi_{2sol}[t]$ ,  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " рад/с"];
Print[" Max  $\varphi''_1$  = ",
      NumberForm[NMaxValue[{Abs[ $\varphi_{1sol}''[t]$ ],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {7, 1}], " рад/с2"];
Print[" Max  $\varphi''_2$  = ",
      NumberForm[NMaxValue[{Abs[ $\varphi_{2sol}''[t]$ ],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {7, 1}], " рад/с2"];
Print[" Max  $M_p$  = ", NumberForm[NMaxValue[{MpFunc[t],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " Н·м"];
Print[" Max  $M_d$  = ",
      NumberForm[NMaxValue[{Mdv[ $\varphi_{1sol}[t]$ ],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " Н·м"];
Print[" Max P = ",
      NumberForm[NMaxValue[{Mdv[ $\varphi_{1sol}[t]$ ] *  $\varphi_{1sol}[t]$  / 1000,  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {5, 2}], " кВт"];

Print["\nОПТИМІЗОВАНИЙ РЕЖИМ:"];
Print[" Max  $\varphi'_1$  = ", NumberForm[MaxValue[{ $\varphi_{1opt}[t]$ ,  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " рад/с"];
Print[" Max  $\varphi'_2$  = ", NumberForm[MaxValue[{ $\varphi_{2opt}[t]$ ,  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " рад/с"];
Print[" Max  $\varphi''_1$  = ",
      NumberForm[MaxValue[{Abs[ $\varphi_{1opt}''[t]$ ],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {7, 1}], " рад/с2"];
Print[" Max  $\varphi''_2$  = ",
      NumberForm[MaxValue[{Abs[ $\varphi_{2opt}''[t]$ ],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {7, 1}], " рад/с2"];
Print[" Max  $M_p$  = ", NumberForm[MaxValue[{Mpopt[t],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " Н·м"];
Print[" Max  $M_d$  = ", NumberForm[MaxValue[{Mdopt[t],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {6, 2}], " Н·м"];
Print[" Max P = ", NumberForm[MaxValue[{Pdopt[t],  $0 \leq t \leq 2$ }, t], {5, 2}], " кВт"];

Print["\n"];
Print["|| ПЕРЕВІРКА УСТАЛЕНОЇ ШВИДКОСТІ ||"];
Print["\n"];

Print["Задана номінальна швидкість: ", NumberForm[ $\omega_{nom}$ ,
Усталена швидкість зведених мас: 90.50 рад/с

=== РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗВИЧАЙНОГО РЕЖИМУ ===
Розв'язок знайдено успішно!

```

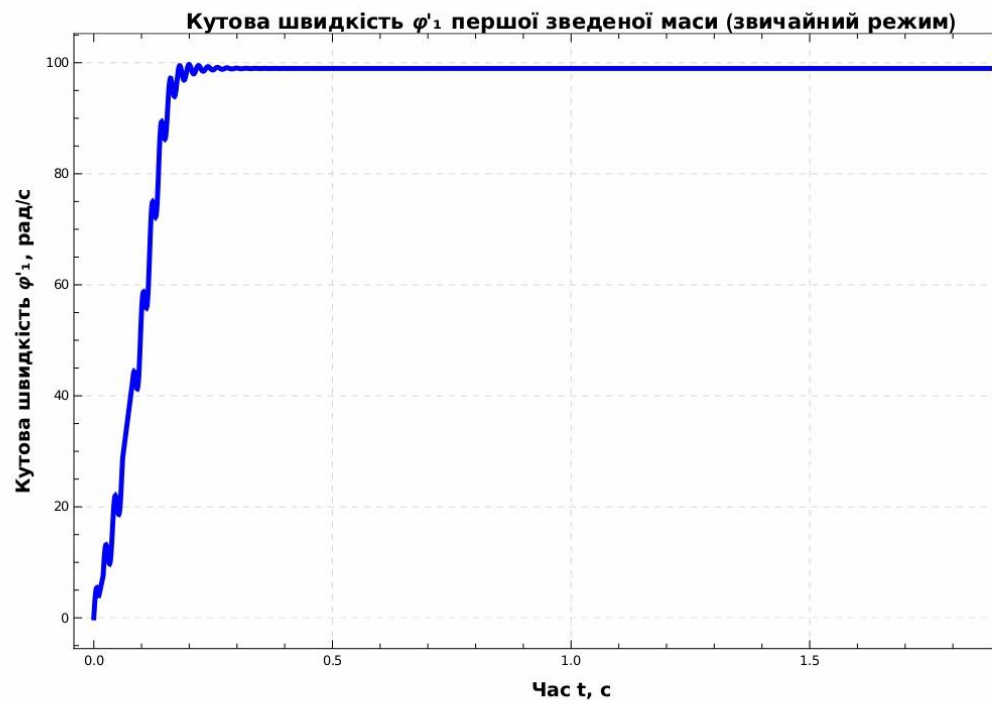
=== ОПТИМІЗОВАНИЙ РЕЖИМ ===

Оптимальний режим побудовано!

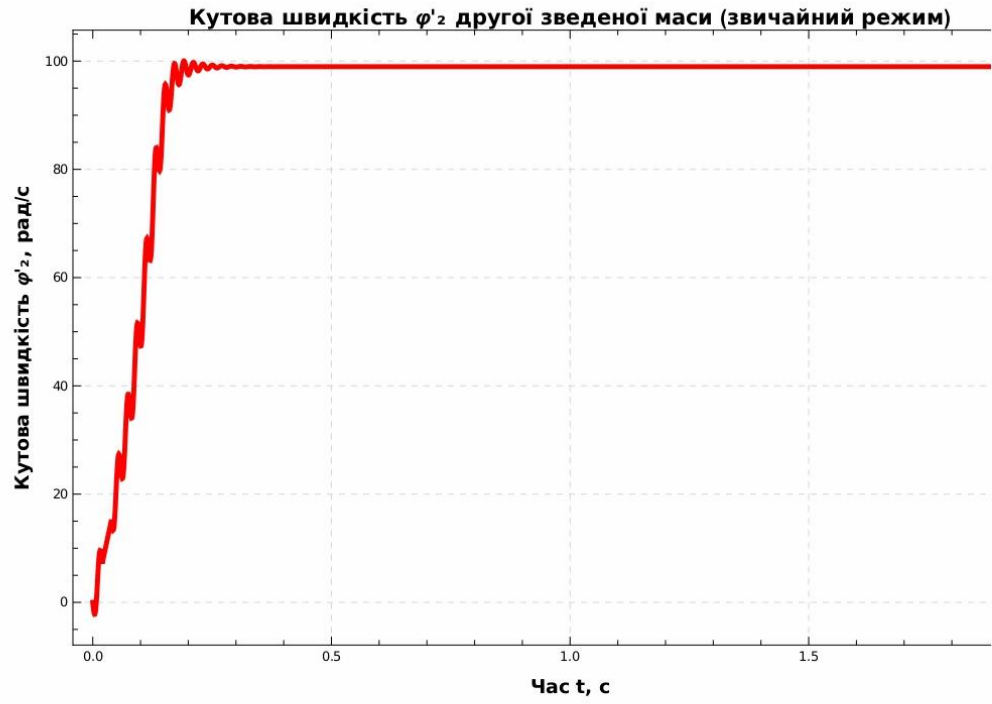
=== ПОБУДОВА ГРАФІКІВ ===

ГРАФІКИ ЗВЧАЙНОГО РЕЖИМУ

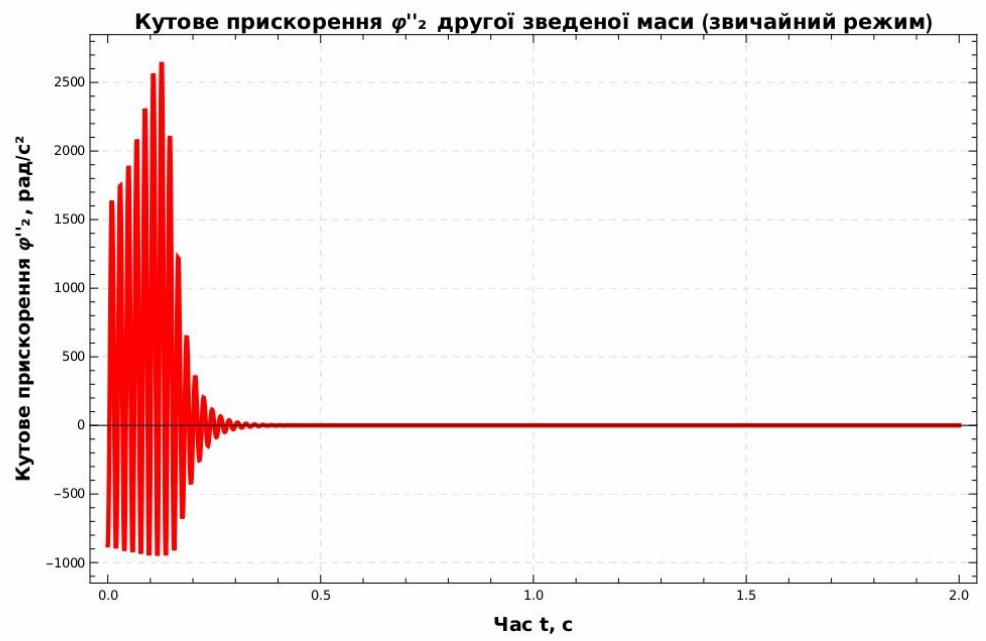
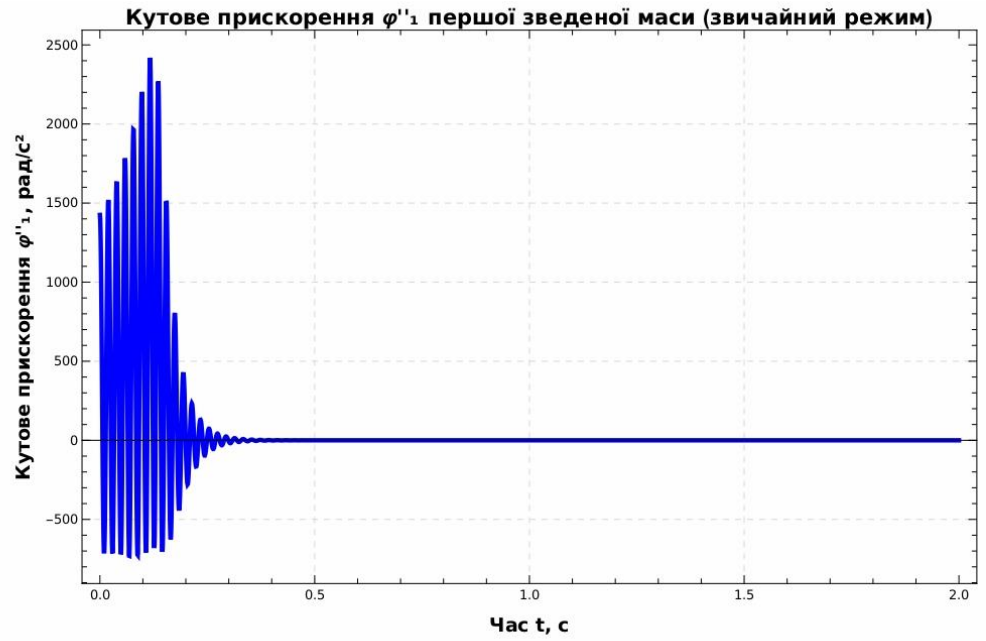
1. Кутові швидкості (φ'):



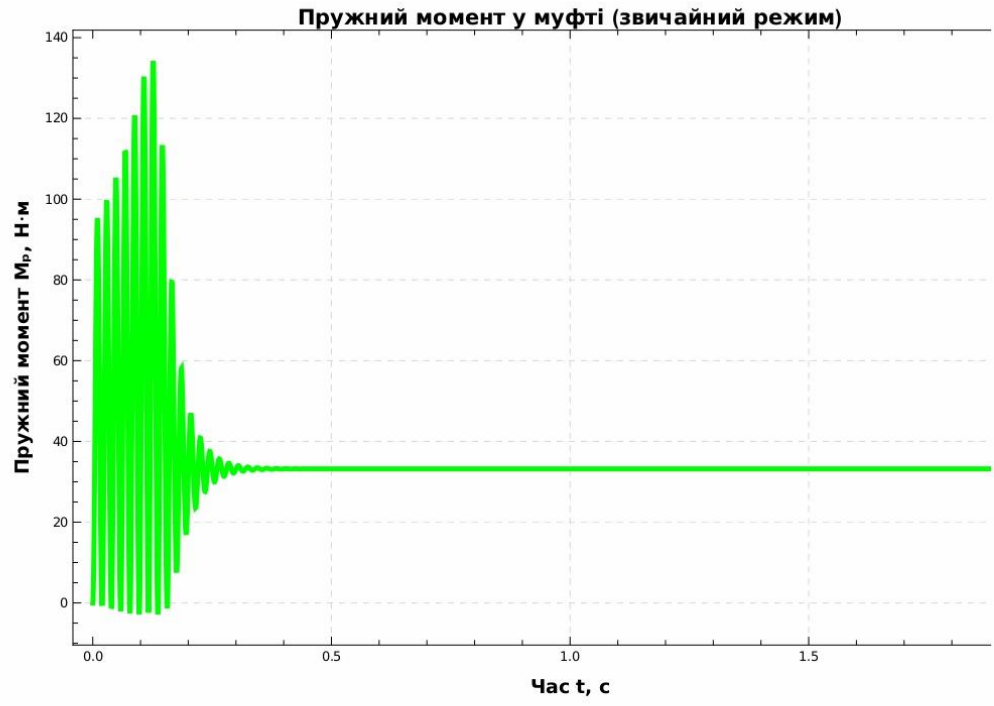
14 |

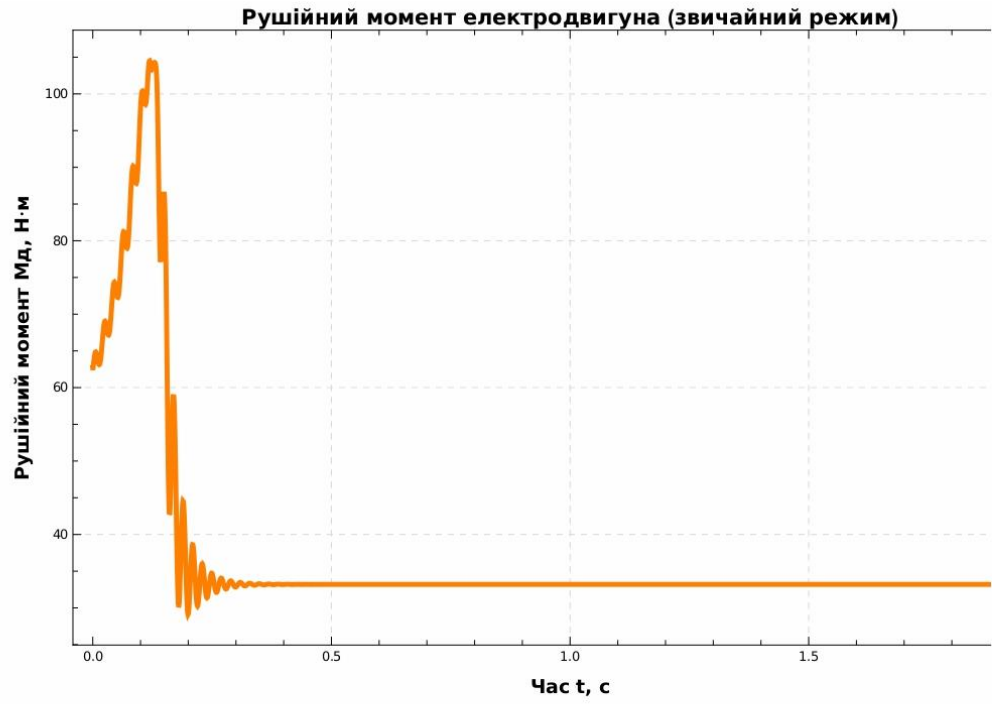


2. Кутові прискорення (φ''):

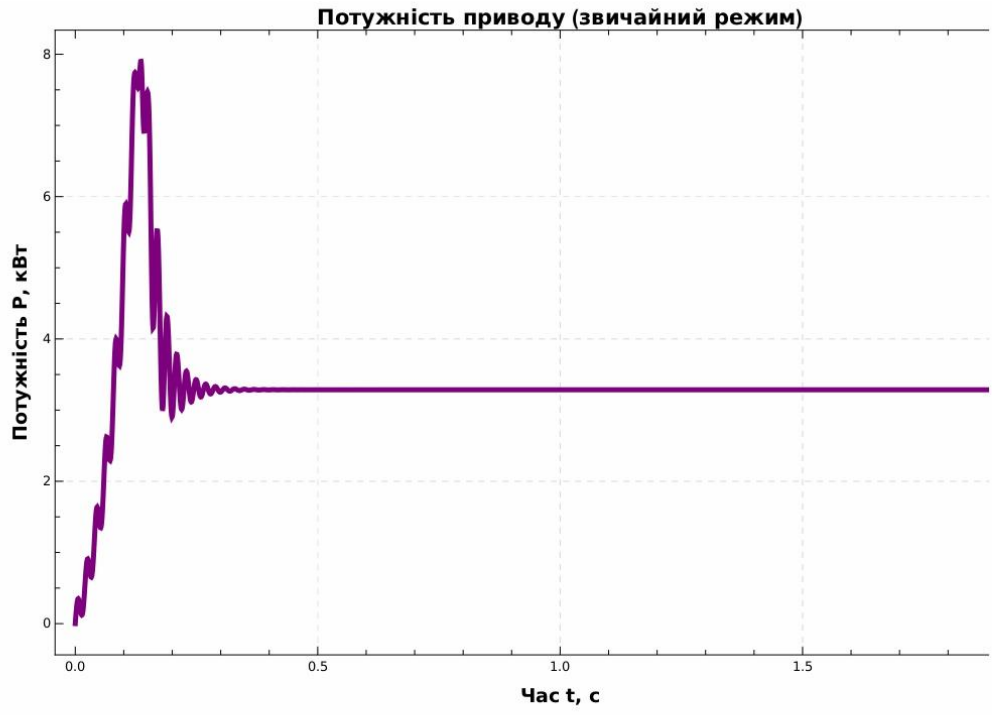


3. Моменти:



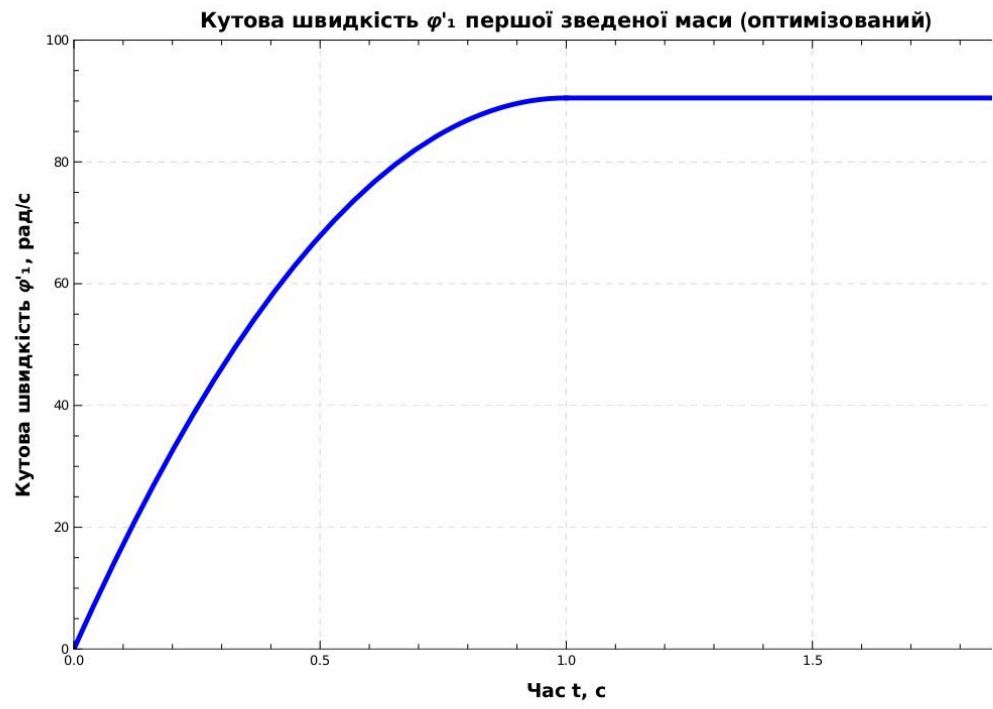


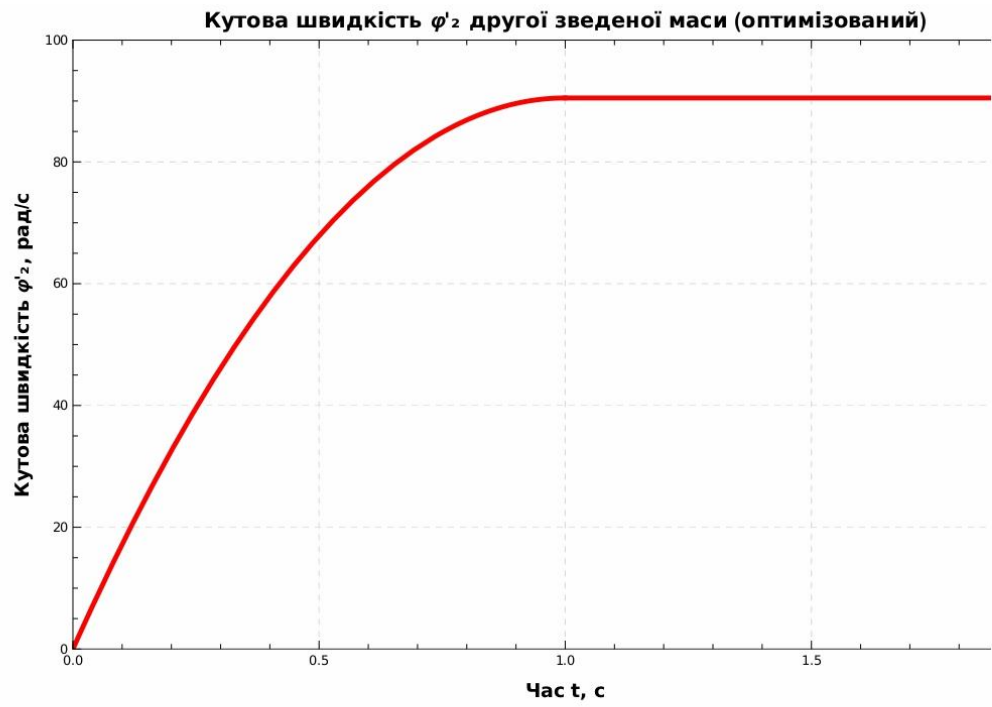
4. Потужність:



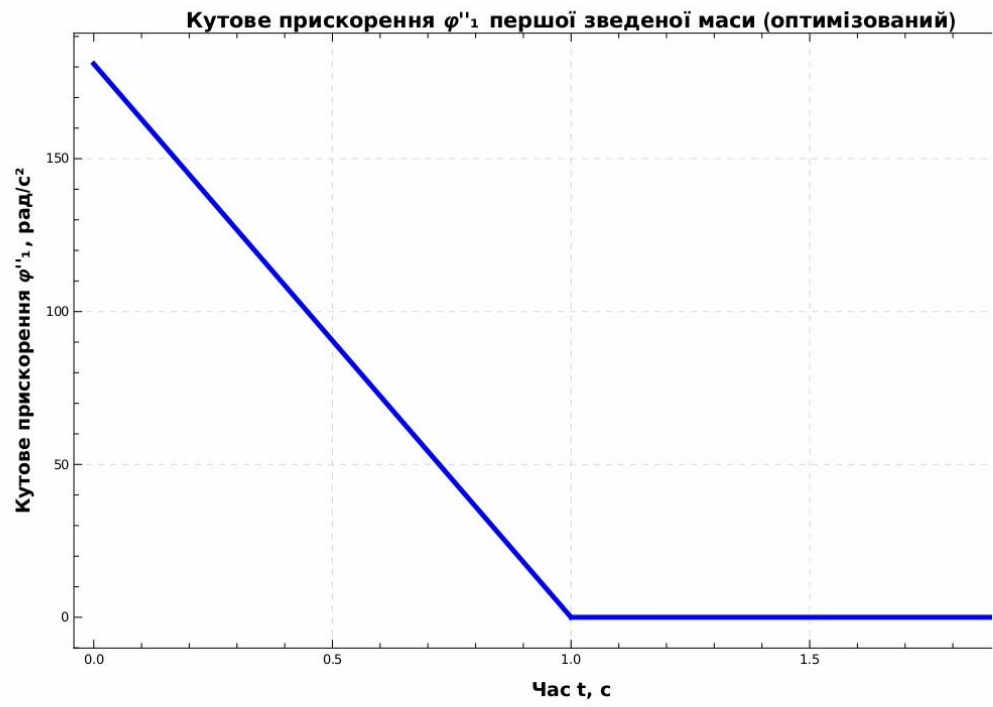
ГРАФІКИ ОПТИМІЗОВАНОГО РЕЖИМУ

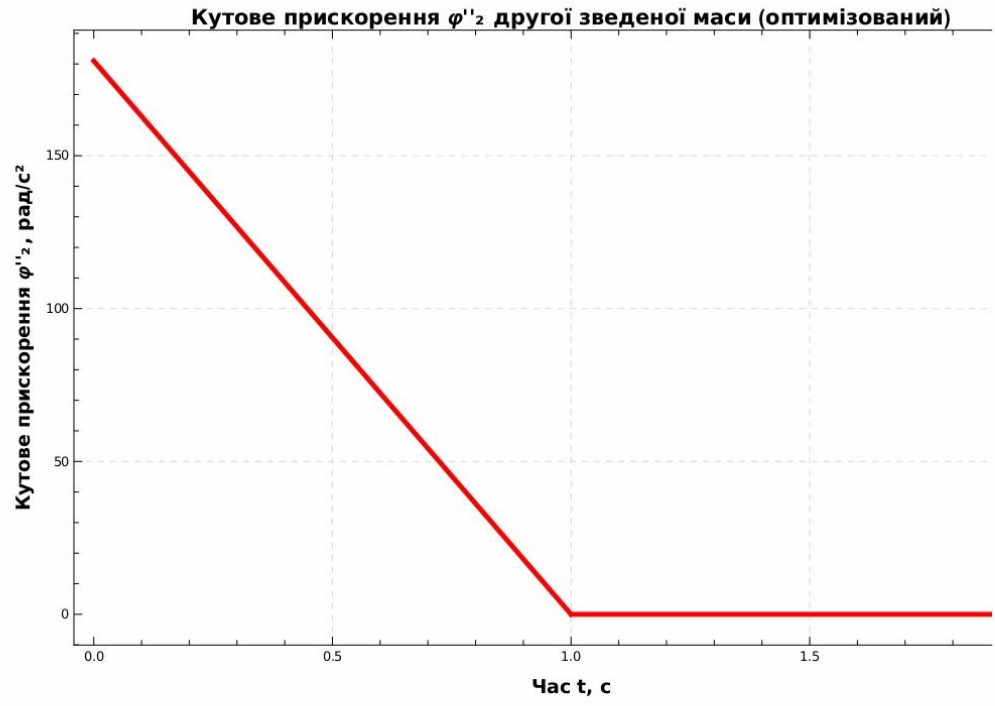
1. Кутові швидкості (φ'):



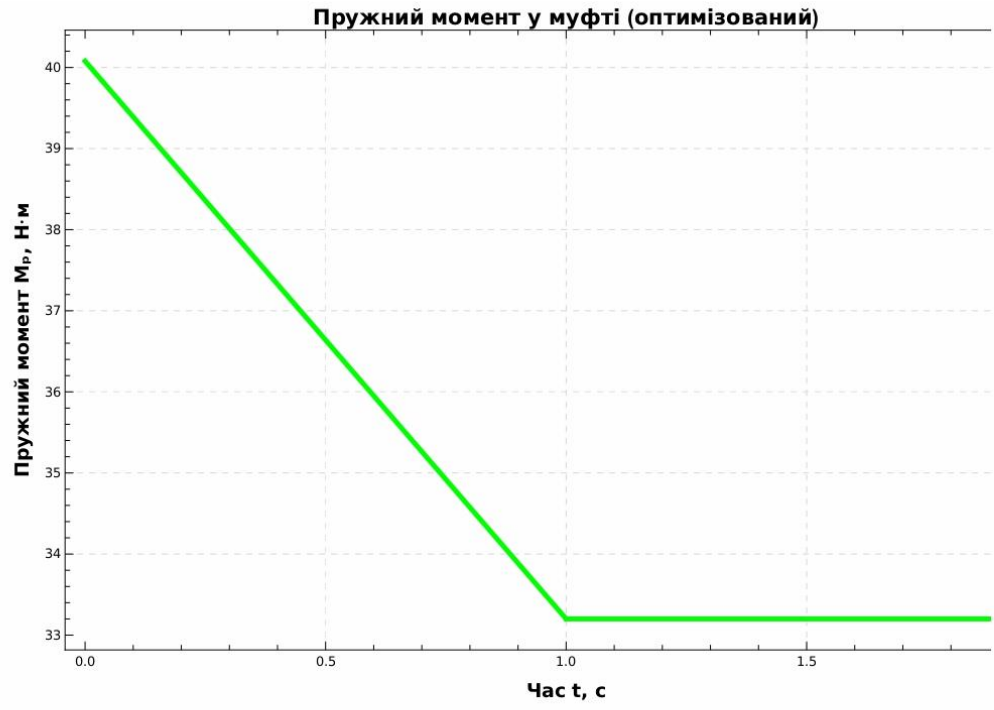


2. Кутові прискорення (φ''):

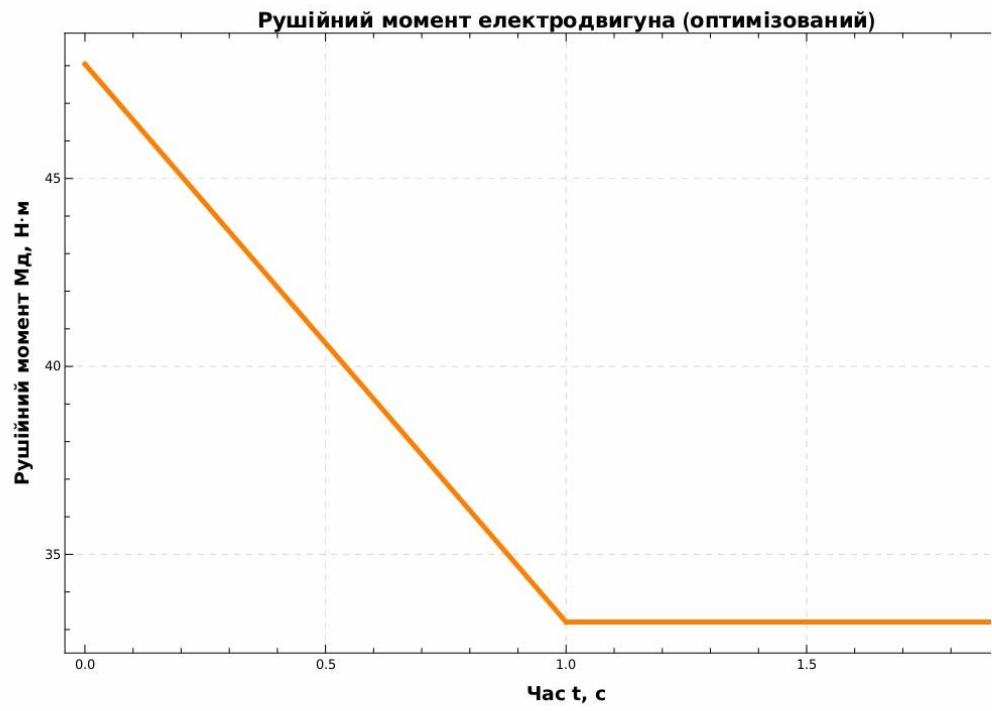




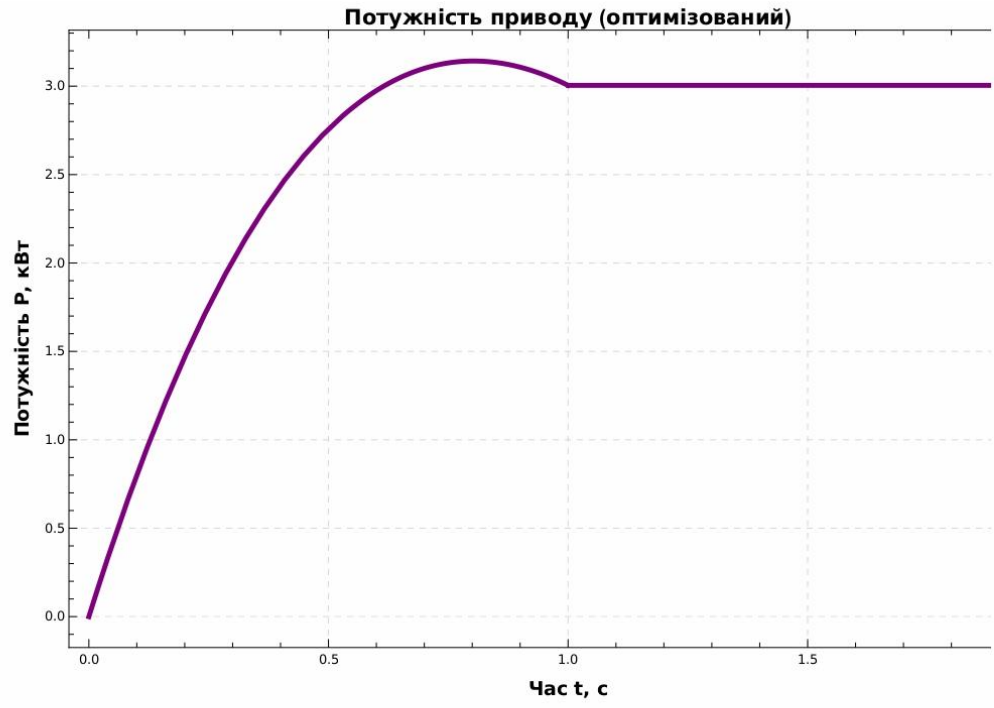
3. Моменти:



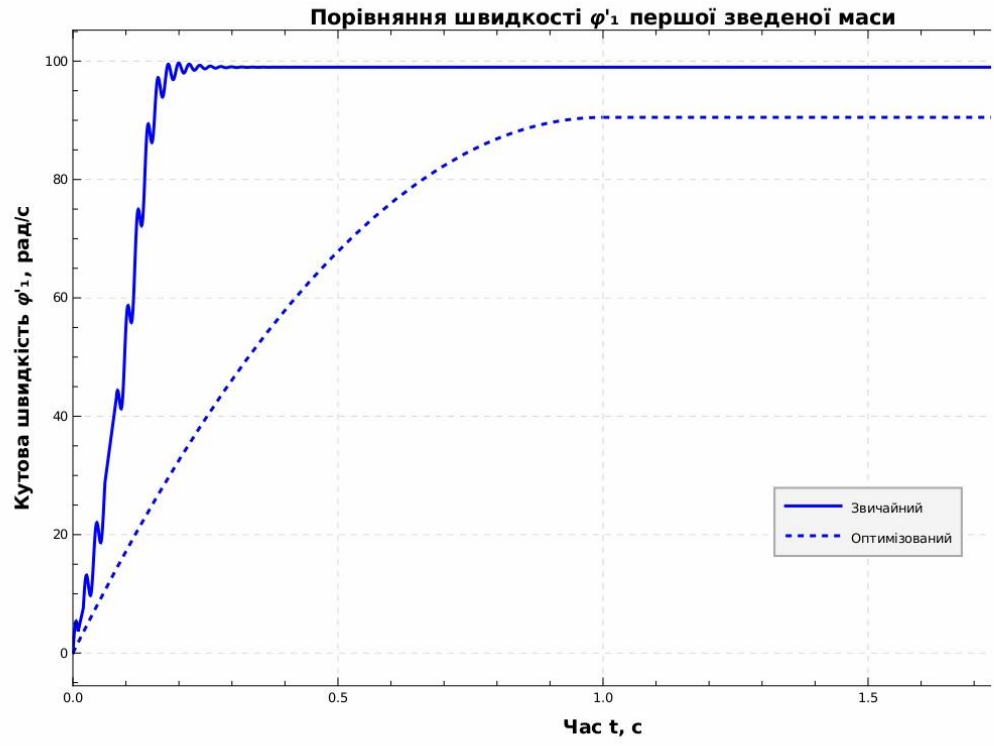
24 |

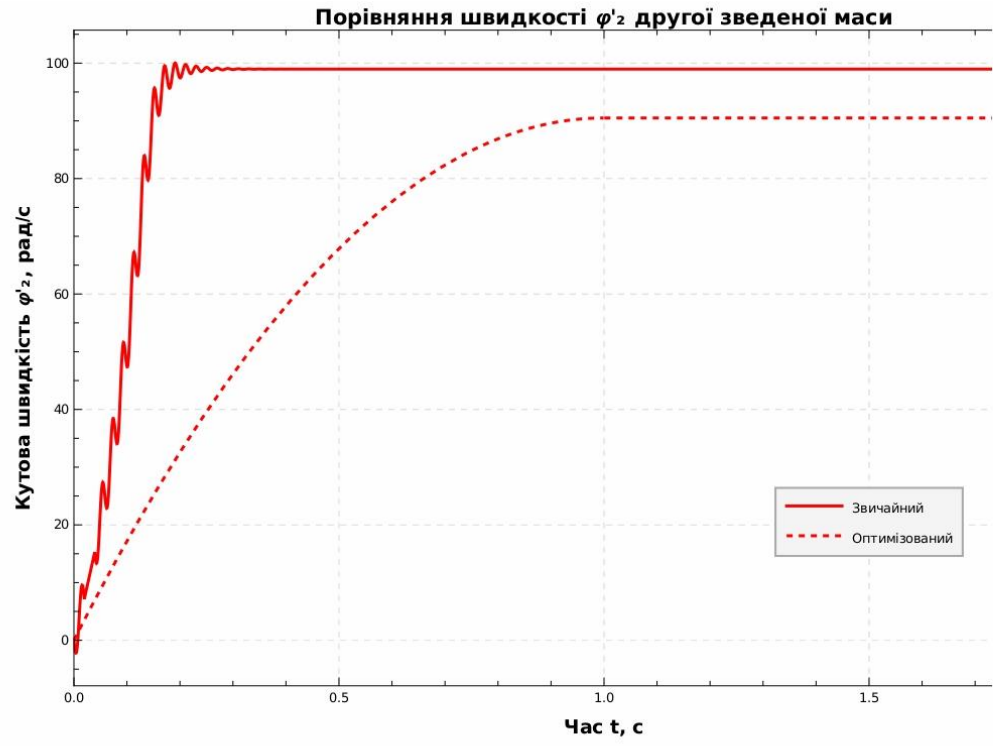


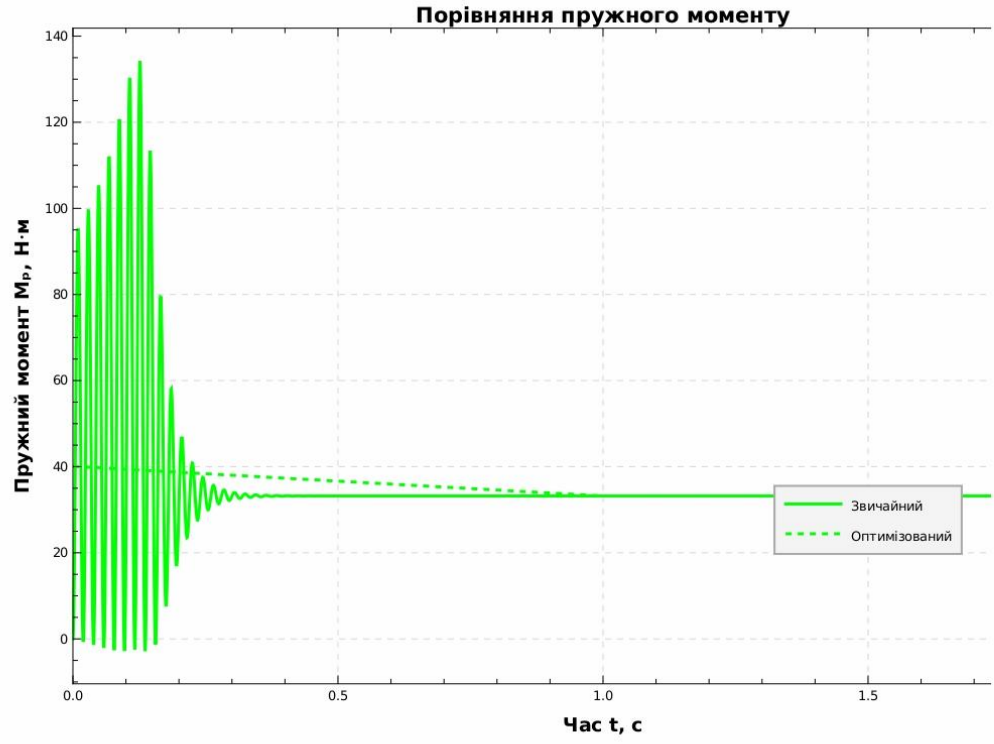
4. Потужність:

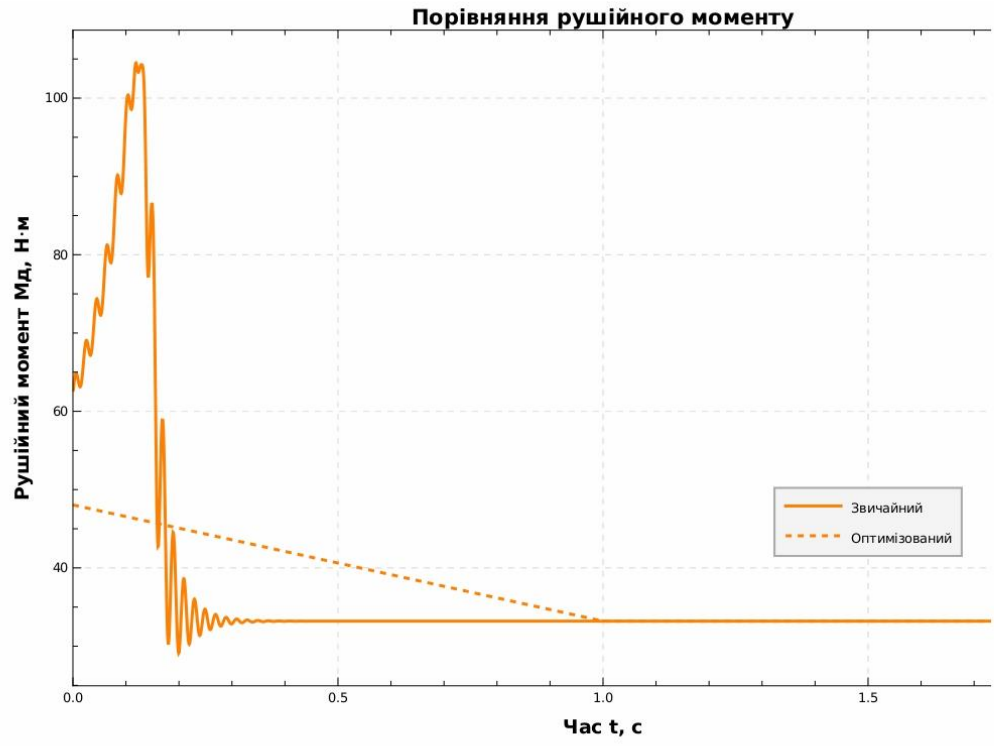


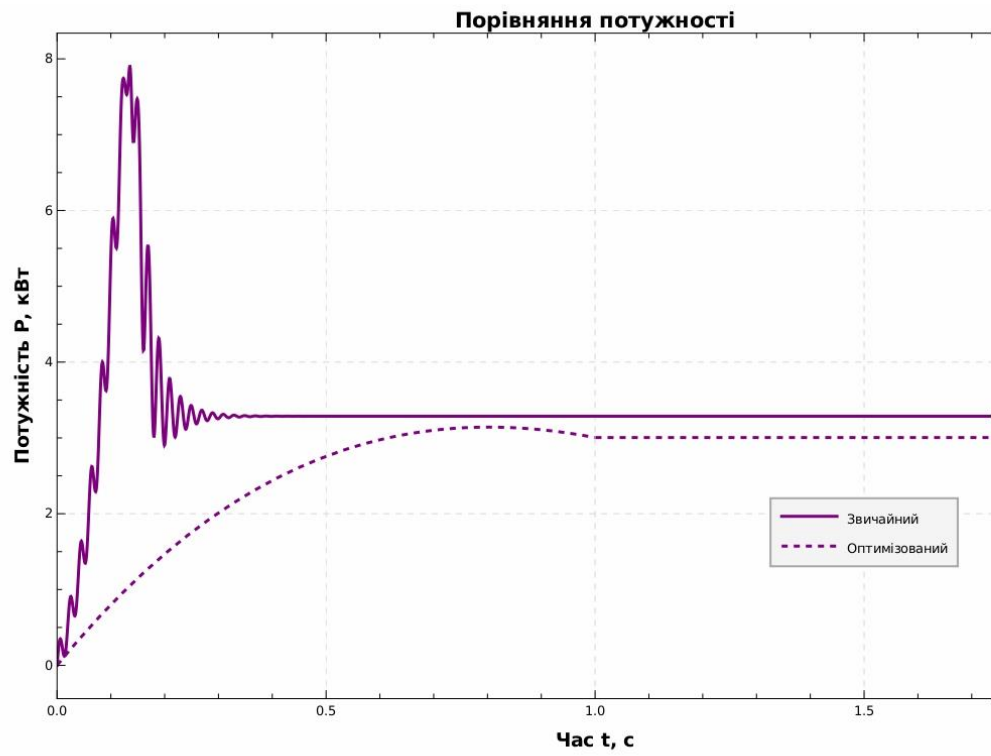
ПОРІВНЯЛЬНІ ГРАФІКИ











КРИТЕРІЙ ОПТИМІЗАЦІЇ

Середньоквадратичний пружний момент:

Звичайний режим:	41.57 Нм
Оптимізований:	36.69 Нм
Покращення:	11.74 %

МАКСИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ

ЗВИЧАЙНИЙ РЕЖИМ:

$$\text{Max } \varphi'_{\tau} = 99.30 \text{ рад/с}$$

$$\text{Max } \varphi'_{2} = 100.03 \text{ рад/с}$$

$$\text{Max } \varphi''_{1} = 2421.8 \text{ рад/с}^2$$

$$\text{Max } \varphi''_{2} = 2649.8 \text{ рад/с}^2$$

$$\text{Max } M_p = 134.25 \text{ Нм}$$

$$\text{Max } M_d = 104.50 \text{ Нм}$$

$$\text{Max } P = 5.89 \text{ кВт}$$

ОПТИМІЗОВАНИЙ РЕЖИМ:

$$\text{Max } \varphi'_{1} = \text{MaxValue}\left[\text{If}[t \leq 1.00, \varphi_{2\text{opt}1}[t] + \frac{Jp2 C1}{c}, \omega_{ust}], 0 \leq t \leq 2\right], t] \text{ рад/с}$$

$$\text{Max } \varphi'_{2} = \text{MaxValue}\left[\text{If}[t \leq 1.00, \frac{C1 t^2}{2} + C2 t, \omega_{ust}], 0 \leq t \leq 2\right], t] \text{ рад/с}$$

$$\text{Max } \varphi''_{1} = 181.0 \text{ рад/с}^2$$

$$\text{Max } \varphi''_{2} = \text{MaxValue}\left[\text{Abs}[\text{If}[t \leq 1.0, C1 t + C2, 0]], 0 \leq t \leq 2\right], t] \text{ рад/с}^2$$

$$\text{Max } M_p = \text{MaxValue}\left[\{33.20 + 0.04 \text{ If}[t \leq 1.00, C1 t + C2, 0], 0 \leq t \leq 2\}, t] \text{ Нм}$$

$$\text{Max } M_d =$$

$$\text{MaxValue}\left[\{33.20 + 0.04 \text{ If}[t \leq 1.00, C1 t + C2, 0] + 0.04 \text{ If}[t \leq 1.00, \varphi_{2\text{opt}2}[t], 0], 0 \leq t \leq 2\}, t] \text{ Нм}$$

$$\text{Max } P = \text{MaxValue}\left[\left\{\frac{1}{1000} \text{ If}[t \leq 1.00, \varphi_{2\text{opt}1}[t] + \frac{Jp2 C1}{c}, \omega_{ust}]\right.\right.$$

$$\left.\left. (33.20 + 0.04 \text{ If}[t \leq 1.00, C1 t + C2, 0] + 0.04 \text{ If}[t \leq 1.00, \varphi_{2\text{opt}2}[t], 0]), 0 \leq t \leq 2\right\}, t] \text{ кВт}$$

ПЕРЕВІРКА УСТАЛЕНОЇ ШВИДКОСТІ

 **Syntax:** Incomplete expression; more input is needed.

Апробація

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
КАРПЕНКО ЄВГЕНІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

Наказ НУБіП України 2266 «С». 16.12.2024

2025 р.