

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет конструювання та дизайну

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)

Гарант освітньої програми

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

Вячеслав ЛОВЕЙКІН

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

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

Вячеслав ЛОВЕЙКІН

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

Анастасія ЛЯШКО

Виконав

_____ Стельмах Нікіта Сергійович
(підпис) (ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

Додаток Д

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

— ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Стельмаху Нікіті Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ**

ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗЕРНА

затверджена наказом ректора НУБіП України від —9” грудня 2023 р. №2399 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 2025 квітня 30

(рік, місяць, число)

Вихідні дані магістерської кваліфікаційної роботи

Технологічна схема застосування гвинтового конвеєра, продуктивність, Перелік питань, які потрібно розробити:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій гвинтових конвеєрів
2. Розглянути перспективи створення нових гвинтових конвеєрів
3. Виконати розрахунок гвинтових конвеєрів
4. Моделювання гвинтового конвеєра
5. Динамічний аналіз гвинтового конвеєра
6. Оптимізація режиму пуску гвинтового конвеєра
7. Розглянути питання охорони праці
8. Виконати розрахунок економічної ефективності

Перелік графічних документів (за потреби)

1. Загальний вигляд

Дата видачі завдання —30” грудня 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Вячеслав ЛОВЕЙКІН.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Анастасія ЛЯШКО

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Нікіта СТЕЛЬМАХ

(прізвище та ініціали

студента)

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
РЕФЕРАТ	6
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ.....	9
1.1. Особливості використання гвинтових конвеєрів у сільськогосподарському виробництві.....	9
1.2. Загальні відомості про гвинтові конвеєри	14
1.3. Огляд конструкцій гвинтових конвеєрів.....	17
1.4. Проблеми енергоспоживання та зносу елементів гвинтового конвеєра	25
1.4.1. Проблеми енергоспоживання.....	25
1.4.2. Проблеми зносу елементів	26
1.5. Аналіз існуючих способів оптимізації режиму руху гвинтових конвеєрів.....	27
1.5.1. Оптимізація частоти обертання	27
1.5.2. Регулювання ступеня заповнення жолоба	27
1.5.3. Конструктивна оптимізація.....	27
1.5.4. Моделювання режимів роботи.....	28
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....	29
2.1. Визначення основних параметрів гвинтового конвеєра.....	29
2.2. Визначення потужності гвинтового конвеєра	33
2.3. Розрахунок на міцність елементів конструкцій конвеєра	34
2.4. Розрахунок вала гвинтового конвеєра на втомну міцність	40
2.5. Розрахунок міцності жолоба гвинтового конвеєра.....	42
2.6. Розрахунок жолоба гвинтового конвеєра на міцність	44

2.7.	Визначення потужності електродвигуна приводу конвеєра	46
2.8.	Вибір редуктора	47
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА		
	КОНВЕЄРА	49
3.1.	Основи моделювання гвинтових конвеєрів	49
3.2.	Побудова динамічної моделі гвинтового конвеєра.....	50
3.3.	Побудова математичної моделі гвинтового конвеєра	56
РОЗДІЛ 4. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....		
4.1.	Основні положення динаміки руху гвинтових конвеєрів	59
4.2.	Результати динамічного аналізу конвеєра	61
4.3.	Висновки.....	67
РОЗДІЛ 5. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА		
	КОНВЕЄРА	68
5.1.	Вибір критерію оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра	68
5.2.	Визначення оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра	70
5.3.	Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра	72
РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ.....		
РОЗДІЛ 7. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ		
7.1.	Загальні положення	81
7.2.	Основні техніко-економічні параметри конвеєра	81
7.3.	Зниження витрат на технічне обслуговування	82
7.4.	Зменшення непрямих витрат	82
7.5.	Загальна економія	83
7.6.	Інвестиції та термін окупності	83
7.7.	Висновки з розділу	83
ВИСНОВКИ.....		84

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	86
ДОДАТКИ	90

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається зі вступу, семи розділів, висновків, переліку використаних джерел та додатків. Магістерська робота розміщена на 80 аркушах комп'ютерного тексту.

В першому розділі магістерської роботи розглянуто конструкції гвинтових конвеєрів, що використовуються в сільськогосподарському виробництві. Значна увага приділена застосуванню гвинтових конвеєрів у сільськогосподарському виробництві. Крім того, розглянуті загальні відомості про гвинтові конвеєри та перспективи їхнього розвитку

В другому розділі роботи обґрунтована конструкція гвинтового конвеєра для транспортування зерна. Вона представляє собою конструкцію, що складається з приводного механізму, жолоба у вигляді циліндра та робочого органу, який представляє собою гвинтовий шнек. В цьому розділі також проведені розрахунки конвеєра, підібраний мотор редуктор та розраховані складові елементи конвеєра.

В третьому розділі здійснено моделювання динаміки руху гвинтового конвеєра, побудовано динамічну та математичну моделі.

В четвертому розділі здійснено динамічний аналіз режиму пуску конвеєра.

В п'ятому розділі проведено оптимізацію режиму руху конвеєра.

В шостому розділі розглянуто вимоги до роботи з гвинтовими конвеєрами, зокрема вимоги щодо нормалізації клімату, освітлення, електробезпеки та пожежної безпеки.

Також в магістерській кваліфікаційній роботі виконано розрахунок економічної ефективності щодо розробки нової конструкції (сьомий розділ).

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, шнек, пасовий передавач, динаміка, Моделювання, аналіз, оптимізація.

ВСТУП

Машини неперервного транспорту – це основа механізації та автоматизації більшості технологічних процесів сільськогосподарського виробництва. Вони переміщують сільськогосподарські вантажі заданими трасами неперервним потоком без зупинок на завантаження і розвантаження. Завдяки цьому машин неперервного транспорту мають значно вищу продуктивність в порівнянні з іншими підйомно-транспортними машинами періодичної дії, а також з іншими транспортними засобами і можуть транспортувати як сипкі, так і штучні вантажі.

Ці машини широко мають широке застосування крім сільськогосподарського виробництва у гірничо-видобувній промисловості, будівництві, легкій та харчовій промисловості та інших галузях для переміщення різних насипних (вугілля, цемент, тріска, ґрунт, зерно) та поштучних вантажів.

Значне поширення транспортуючі машини мають для транспортування зернових матеріалів. Тут особлива увага надається гвинтовим, стрічковим, скребковим конвеєрам та ковшевим елеваторам, які широко використовуються при виконанні окремих технологічних операцій завантаження та розвантаження зерна, його очистки та сушіння. Значне поширення машини неперервного транспорту і, зокрема, гвинтові конвеєри мають в різних типах сільськогосподарських машин.

Тісний взаємозв'язок гвинтових конвеєрів із загальним технологічним процесом сільськогосподарського виробництва зумовлює високу відповідальність цих машин. Збій у роботі хоча б одного з конвеєрів викликає порушення роботи всього комплексу машин на підприємстві. Крім того, конвеєри згідно зі своїм транспортно-технологічним призначенням переважно не мають заміни. Тому можна зробити висновок, що транспортуючі машини неперервної дії і, зокрема, гвинтові конвеєри є важливими елементами системи сучасного сільськогосподарського підприємства.

Метою представленої магістерської кваліфікаційної роботи є розробка конструкції та дослідження динаміки та оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра для транспортування зерна.

Відповідно до поставленої мети в роботі необхідно розв'язати наступні завдання:

1. Провести огляд і систематизувати інформацію про гвинтові конвеєри , що використовуються в сучасному сільськогосподарському виробництві.
2. Розробити конструкцію гвинтового конвеєра для транспортування зерна і здійснити його розрахунок.
3. Здійснити моделювання динаміки руху гвинтового конвеєра.
4. Провести динамічний аналіз динаміки руху гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна.
5. Оптимізувати режим пуску гвинтового конвеєра при транспортуванні зерна.
6. Розробити заходи з охорони праці при роботі з машинами неперервного транспорту.
7. Здійснити розрахунок економічної ефективності від розробки конструкції гвинтового конвеєра для транспортування зерна.

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

1.1. Особливості використання гвинтових конвеєрів у сільськогосподарському виробництві

В сільськогосподарському виробництві гвинтові конвеєри отримали значне поширення. Розглянемо декілька реальних конструкцій гвинтових конвеєрів, які широко використовуються в сільськогосподарському виробництві при виконанні різних технологічних процесів і, зокрема, при транспортуванні зерна.

Пересувний гвинтовий конвеєр У9-УКВ-1

Пересувний гвинтовий конвеєр У9-УКВ-1 (рис.1.1) призначений для переміщення зерна та інших сипучих матеріалів всередині скаду, а також завантаження автомашин і залізничних вагонів (табл. 1.1).



Рис. 1.1. Конвеєр У9-УКВ-1

Таблиця 1.1. Технічні характеристики гвинтових конвеєрів У9-УКВ-1

	У9-УКВ-1	У9-УКВ-1-01
Продуктивність на зерні при мінімальній висоті скидання, т / год	100	100
Мін. висота скидання зерна, мм	2350	2780
Макс. Висота скидання зерна, мм	6500	7100
Установлення потужності, кВт	11	11
Діаметр гвинта, мм	250	250
Довжина транспортера, м	10	12,5

Пересувний шнековий самоподавач У9-УСШ, У9-УСШ / 6, У9-УСВ

Пересувний шнековий самоподавач (рис. 1.2) призначений для подачі зерна з насипу в різні транспортуючі засоби. Зерно забирається шнеком безпосе-

редньо з насипу і по трубі корпусу подається через патрубок на транспортуючий засіб (табл. 1.2).



Рис. 1.2. Конвеєри У9-УСШ, У9-УСШ/6, У9-УСВ

Таблиця 1.2. Технічні характеристики шнекових самоподавачів У9-УСШ, У9-УСШ / 6, У9-УСВ

	УД-УСШ	У9-УСШ/6	У9-УСВ
Продуктивність: (при насипній масі зерна 0,75 т/м.куб),т/год	80	80	80
Висота скидання, мм	850	950	2500
Встановлена потужність, кВт	4	4	4

Гвинтовий конвеєр У9-РХ-61 - розвантажувач залізничних вагонів

Гвинтовий конвеєр У9-РХ-61 (рис.1.3) призначений для безбункерного розвантажування залізничних вагонів типу хопер-зерно для зерна, добрив, піску та ін.



Рис. 1.3. Конвеєр У9-РХ-61

Вивантаження відбувається за такою схемою: 1. Вагон-хопер; 2. Розвантажувач У9-РХ-61; 3. Конвеєр гвинтовий пересувний У9-УКВ; 4. Транспортний засіб для перевезення (табл. 1.3).

Таблиця 1.3. Технічні характеристики гвинтового конвеєра У9-РХ-61

Продуктивність, т/год		60
Відстань від вагону, мм		2500
Висота вивантаження, мм		900
Технологічний час вивантаження, год		до 3
Встановлена потужність, кВт:		
*електродвигун похилого шнеку		4
*мотор-редуктор (2 шт.)		3

Гвинтові живильники ПВ-106 ПВ-150 ПВ-200 ПВ-250 ПВ-320

Гвинтові живильники ПВ (рис.1.4) призначені для дозованої подачі сипучих вантажів (табл. 1.4).



Рис. 1.4. Конвеєри ПВ-106 ПВ-150 ПВ-200 ПВ-250 ПВ-320

Таблиця 1.4. Технічні характеристики гвинтових живильників ПВ

	ПВ-106	ПВ-150	ПВ-200	ПВ-250	ПВ-320
Продуктивність, т/год	2	10	40	80	120
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320
Встановлена потужність, кВт	2,2	до 4	до 15	250	250
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20

Гвинтові живильники УКП-106 УКП-150 УКП-200 УКП-250 УКП-320

Гвинтові живильники УКП (рис.1.5) призначені для дозованої подачі сипучих вантажів (табл. 1.5).



Рис. 1.5. Конвеєри УКП-106 УКП-150 УКП-200 УКП-250 УКП-320

Таблиця 1.5. Технічні характеристики гвинтових живильників УКП

	УКП-106	УКП-150	УКП-200	УКП-250	УКП-320
Продуктивність, т/год	0,2-3	Лют.15	Тра.50	10-100	20-100
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320
Встановлена потужність, кВт	2,2	4	7,5	11	15
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20

Гвинтові конвеєри У9-УКВ

Гвинтові конвеєри У9-УКВ (рис.1.6) призначені для транспортування в горизонтальній площині або під кутом до 60° до горизонту зерна, продуктів його переробки та інших сипучих матеріалів (табл. 1.6).



Рис. 1.7. Конвеєр У9-УКВ

Таблиця 1.6. Технічні характеристики гвинтових конвеєрів У9-УКВ

	УКВ-106	УКВ-150	УКВ-200	УКВ-250	УКВ-320	УКВ-400	УКВ-500
Продуктивність, т/год	3	10.	60.	80	120	160	200
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320	400	500
Встановлена потужність, кВт	2,2	4	7,5	11	18,5	30	37
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20	25	25

Гвинтові конвеєри У9-УКВ

Гвинтові конвеєри У9-УКВ (рис.1.7) призначені для транспортування в горизонтальній площині і під нахилом до 20 ° до горизонту зерна, продуктів його переробки, а також сипучих будівельних матеріалів. Можуть бути використані в якості живильників, дозаторів, змішувачів, ворошителів (табл. 1.7).



Рис. 1.7. Конвеєр У9-УКВ

Таблиця 1.7. Технічні характеристики гвинтових конвеєрів У9-УКВ

	УКВ-106	УКВ-150	УКВ-200	УКВ-250	УКВ-320	УКВ-400	УКВ-500
Продуктивність, т/год	2	7.	40.	50	80	120	160
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320	400	500
Встановлена потужність, кВт	2,2	4	7,5	11	18,5	30	37
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20	25	25

Гвинтові конвеєри, призначені для важких умов експлуатації: «ВК - 260 М», «ВК - 147 М», «ВК 92», «ВКПО - 260», «ВКПО - 147»

Гвинтові конвеєри моделей «ВК» і «ВКПО» (рис.1.8) призначені для горизонтального і похилого транспортування пилоподібних зернистих, і дрібно-кускових матеріалів. Дані гвинтові конвеєри можуть використовуватися в якос-

ті живильників, змішувачів і об'ємних дозаторів на підприємствах різних галузей промисловості. Простота конструкції, висока продуктивність, надійність і невибагливість гвинтових конвеєрів даних моделей обумовлює їх широке використання в технологічних операціях, пов'язаних з переміщенням великих обсягів сипучих вантажів.



Рис.1.8. Конвеєри моделей «ВК» і «ВКПО»

1.2. Загальні відомості про гвинтові конвеєри

Гвинтовий конвеєр (рис. 1.9) складається із гвинта у вигляді розміщеного в підшипниках поздовжнього валу із закріпленими на ньому гвинтовими витками, жолоба з напівциліндричним днищем, у якому гвинт розміщений співвісно, і приводу (електродвигун і редуктор), що обертає гвинт. Насипний вантаж подається в жолоб через один або кілька отворів у його кришці і при обертанні гвинта скочає уздовж жолоба, подібно тому, як рухається по гвинту гайка, утримувана від сумісного з ним обертання. Спільному обертанню вантажу із гвинтом перешкоджає сила ваги вантажу й тертя його об жолоб. Розвантаження жолоба здійснюється через одне або кілька отворів у днищі, обладнаних затворами.

Гвинт конвеєра виконують із правим або лівим напрямком спіралі, одно-, дво- або тризахідним. Поверхня гвинта може бути суцільною, стрічковою або переривчастою у вигляді окремих лопатів фасонної форми. Гвинт із суцільною поверхнею застосовують переважно при переміщенні сухого дрібнозернистого й порошкового насипного вантажу, не схильного до злежування; зі стрічковою, лопатевою й фасонною - при переміщенні вантажів, що злежуються. Крім того,

лопатевий і фасонний гвинти використовують у тих випадках, коли при переміщенні вантажу повинен бути виконаний ще й певний технологічний процес, наприклад інтенсивне перемішування.

Витки стрічкового гвинта виготовляють штампуванням зі сталевого листа або смуги, а потім приварюють до валу. Спіраль стрічкового й лопаті лопатевого гвинта зміцнюють на стержнях, що пропускають через просвердлені у валу отвори.

Вал гвинта, що складає для зручності зборки з окремих секцій, може бути суцільним або трубчастим. Трубчасті вали мають меншу масу, і їх більш зручно скріплювати між собою за допомогою коротких сполучних валиків, що вставляють по кінцях. Вал гвинта лежить у проміжних і кінцевих підшипниках. Проміжні підшипники підвішуються зверху на укріплені на жолобі поперечних планках

Вони повинні мати по можливості малі діаметр і довжину (тому що витки гвинта на цю довжину доводиться переривати), а також надійне ущільнення щоб уникнути забруднення частками вантажу. Нерідко це підшипники ковзання, у яких обертаються сполучні валики. Змащення до підшипників підводить по трубках від прес-маслянок, розташованих зверху на планках.

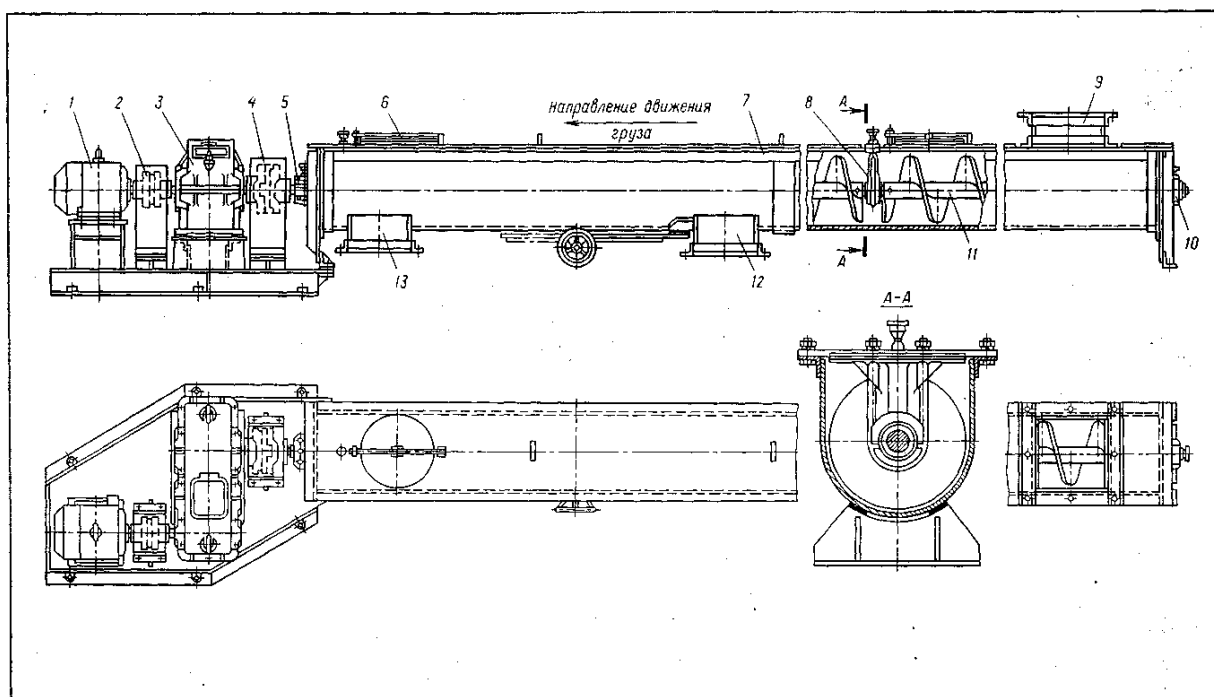


Рис. 1.9 Гвинтовий конвеєр: 1 — електродвигун; 2 — сполучні муфти; 5 — редуктор; 5 — головний підшипник; 6 — оглядовий люк; 7 — жолоб; 8 — проміжний підшипник; 9 — завантажувальний патрубок; 10 — задній підшипник; 11 — вал із гвинтом; 12 — проміжний розвантажувальний патрубок; 13 — передній розвантажувальний патрубок.

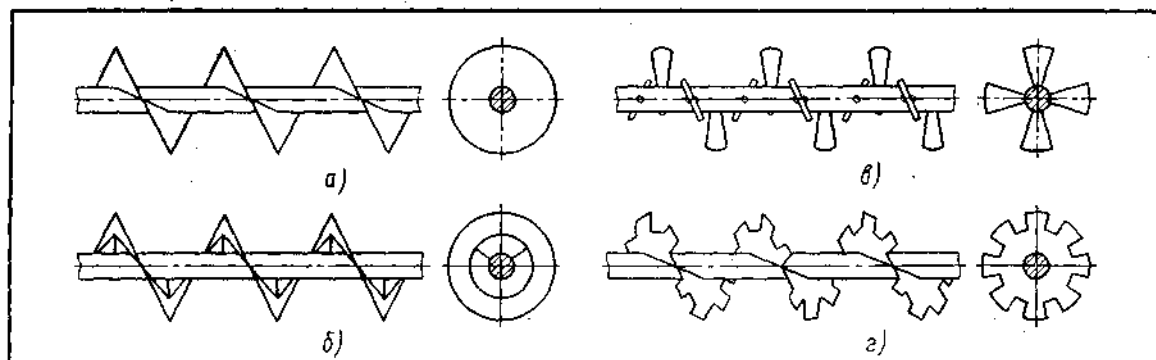


Рис. 1.10. Гвинти конвеєрів. а — із суцільною гвинтовою поверхнею; б - стрічковий; в — лопатевий; г — фасонний

Загальний опір руху вантажу на гвинтовому конвеєрі складається із сил тертя вантажу об жолоб й об поверхню гвинта, опору в проміжних і кінцевих підшипниках (включаючи й упорний підшипник), а також опору підйому при переміщенні нагору по нахилі. Якщо відомі коефіцієнти тертя, то ці опори можна розрахувати. Однак, крім того, на гвинтовому конвеєрі діють додаткові, опори, що виникають через скупчення вантажу в проміжних підшипників, тертя на кромці гвинта об частки, що затягують у зазор між гвинтом і жолобом, і переміщення вантажу. Тому при визначенні потужності двигуна найбільше зручно користуватися отриманим досвідченим шляхом загальним коефіцієнтом опору w , що залежить головним чином від властивостей переміщуваного вантажу.

Вал гвинта, який можна розглядати як багатоопорний розрізний вал з відстанню між опорами (підшипниками). Вал розраховують на складний опір скручуванню під дією моменту M_0 , поздовжній стиск або розтягання силою P , вигин під дією моменту M_2 , а також вигин на довжині від власної сили

ваги. Гвинт перевіряють також на деформацію вигину, причому прогин не повинен істотно змінювати зазор між крайкою гвинта і жолобом.

1.3. Огляд конструкцій гвинтових конвеєрів

На рис. 1.11 зображена схема шнекового транспортера із запобіжним пристроєм.

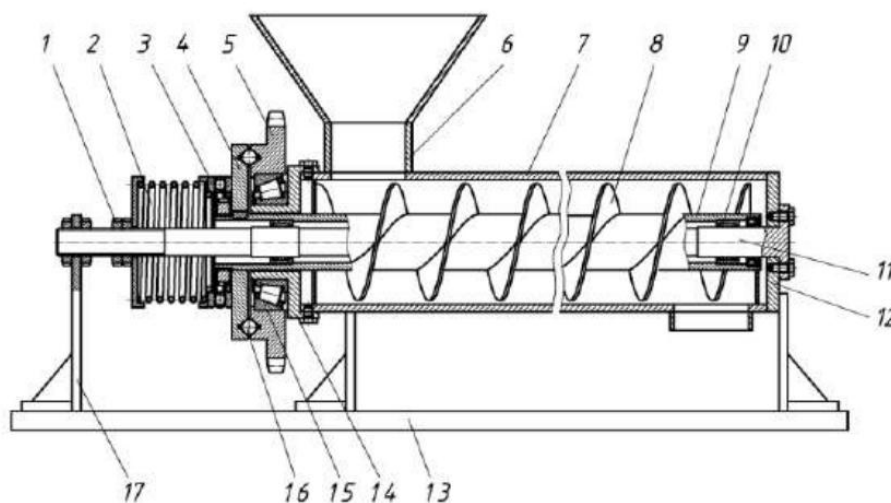


Рис. 1.11 – Шнековий транспортер із запобіжним пристроєм

Він складається з рами 13, на якій розміщений бункер 6 і корпус транспортера 7. У корпусі транспортера розташований гвинтовий живильник 8, вал якого виконаний у вигляді труби 9, в середину якої через підшипники 10 встановлено суцільний вал 11, жорстко закріплений правим фланцем 12 у корпусі. З лівої сторони суцільний вал жорстко закріплений у стійці 17. На лівому фланці 14 через радіально-упорний підшипник 15 встановлений запобіжний пристрій, виконаний у вигляді ведучої півмуфти 5, яка за допомогою кульок 16 взаємозв'язана з веденою півмуфтою 4. Півмуфта 4 жорстко закріплена на трубі живильника і за допомогою упорного підшипника 3 підтиснута пружним елементом 2. За допомогою гайки 1 відбувається регулювання крутного моменту, який передає запобіжний пристрій.

Робота шнекового транспортера із запобіжним пристроєм здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал через бункер потрапляє в корпус транспортера на гвинтовий живильник який здійснює обертовий рух і транспортує його

в напрямку вивантаження. При попаданні не подрібнювальних тіл в зону між поверхнею обертання шнека і внутрішньою поверхнею корпусу транспортера виникає заклинювання і зупинка гвинтового живильника.

У патенті / 19 / в шнековому конвеєрі (рис. 1.12) вимірюється навантаження на електродвигун (3) або величина, відповідна цьому навантаженні. При досягненні цієї величиною або перевищенні встановленого значення навантаження вал (2а) шнека піднімають для збільшення зазору між кромкою лопаті (2b) шнека і нижньою частиною кожуха (1).

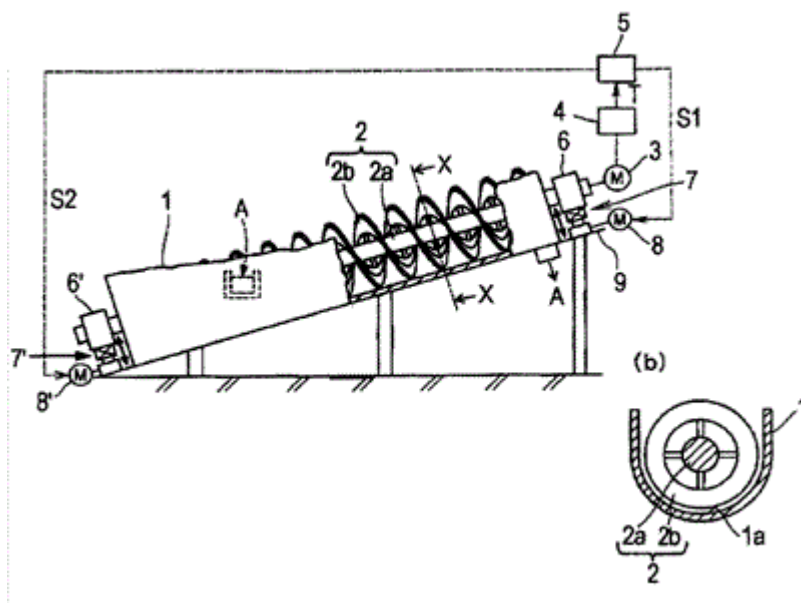


Рис. 1.12

Переваги: Запобігає зносу шнека і підтримується ефективність розвантаження. Недоліки: Занадто складно і дорого.

У патенті / 21 / шнековий транспортер (рис. 1.13) містить транспортувальний канал із входом і виходом, рухливий шнек і двигун. Вхід каналу суміщений з виходом завантажувального бункера, а вихід сполучений з входом вихідного каналу. Рухомий шнек з'єднаний з валом, що обертається через гнучку пружну підвіску. Гнучка пружна підвіска має регулятор жорсткості, закріплений на опорі. Рухомий шнек може з'єднуватися з двигуном як безпосередньо, так і через додаткову гнучку пружну підвіску.

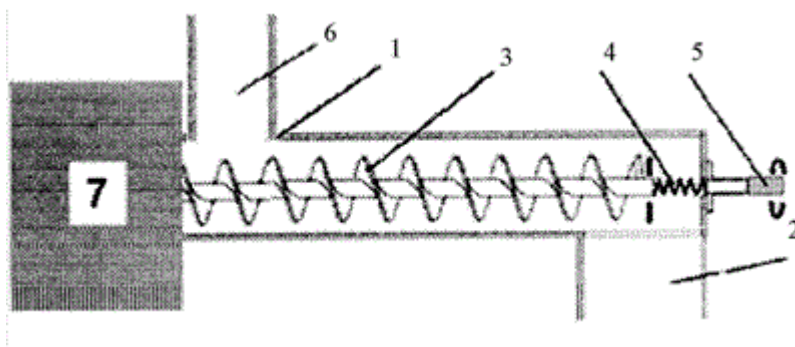


Рис. 1.13

Винахід відноситься до шнековим транспортерів для твердих матеріалів: сипучих, волокнистих і інших матеріалів, і може бути використаний в нафто- і гірничодобувній промисловості, а також в сільському господарстві і різних областях техніки, де транспортування твердих матеріалів здійснюють з допомогою трубчастих кожухів. Переваги: рішення спрямоване на запобігання заклинювання шнека. Недоліки: Конструкція схильна до частих поломок.

У патенті / 22 / конвеєр (рис. 1.14) включає циліндричний корпус із завантажувальним і розвантажувальним патрубками і розташований в корпусі вал з гвинтом, з'єднаний з приводом і віброзбуджувачем. Віброзбуджувачі виконані у вигляді втулок, які об'єднані з опорними вузлами, кожен з яких складається з трьох обертових опорних роликів. Осі двох опорних роликів встановлені нерухомо. Вісь третього опорного ролика встановлена з можливістю осьового переміщення і підібганою пружиною в сторону втулок в радіальному напрямку. Вал з гвинтом встановлений з можливістю осьового переміщення і підібганою пружиною в сторону руху матеріалу. Втулки нерухомо закріплені на валу і обертаються між опорними роликами. На поверхні втулок виконані канавки змінної глибини, що збільшується від нуля на циліндричних ділянках втулок до максимального значення на їх кінцях в сторону віддалення від опорних роликів.

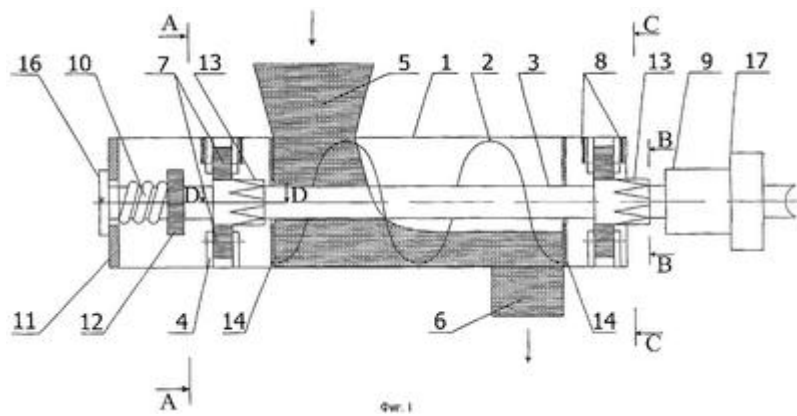


Рис. 1.14

Винахід відноситься до конвеєрного транспорту, а саме до гвинтових конвеєрів. Переваги: Досягається підвищенням продуктивності і зменшення енергоємності конвеєра. Недоліки: Складність збірки і ремонту.

У патенті / 23 / шнековий конвеєр (рис. 1.15) містить корпус, перший і другий шнеки. Корпус містить приймальну камеру і насосну камеру, розташовану між вхідним і вихідним отворами. Шнеки в насосній камері забезпечують функцію перекачування шляхом нагнітання при взаємному зачепленні двох шнеків. Конвеєр містить також рубаючий пристрій, встановлений нижче по потоку від насосної камери і в одному корпусі з ножовою камерою. У першому варіанті виконання шнекового конвеєра відповідно до винаходу засіб для розміщення, щонайменше, частини речовини і / або матеріалу, що надходить в ножову камеру з насосної камери, містить канал, що проходить від ножової камери назад в приймальну камеру. У згаданому каналі встановлено керований клапан. У другому варіанті виконання шнекового конвеєра відповідно до винаходу ножової камера містить засіб зміни обсягу внутрішнього каналу ножової камери. Це засіб має поршень, переміщуваний з каналу в напрямку назовні, а також всередину цього каналу за допомогою приводу.

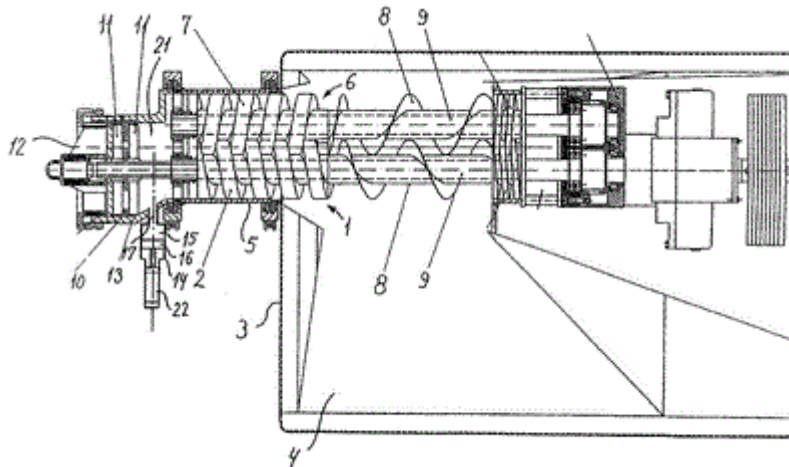


Рис. 1.15

Винахід відноситься до конструкції шнекового конвеєра для переміщення текучих речовин і / або кускового матеріалу. Переваги: Винаходи забезпечують підвищення зручності експлуатації за рахунок виключення необхідності зупинки обертання шнеку при переповненні насосної камери. Недоліки: Можливість заклинювання рубаючого пристрою. Надмірна складність конструкції.

У патенті / 6 / гвинтовий конвеєр для транспортування зерна (рис. 1.16) містить привід, виконані з трьох смуг з циліндричними обичайками, направляючі елементи, встановлені з можливістю обертання, і завантажувальні пристосування, при цьому смуги виконані за прямими лініями, розміщеними під кутом (60 град) до крайок смуг з утворенням рівносторонніх трикутників, розташованих по гвинтовій лінії по черзі один до іншого в протилежні сторони під кутом 140 град, при цьому смуги з'єднані один з одним по поздовжніх крайках (під кутом 70 град) з утворенням по периметру напрямних елементів трьох ламаних гвинтових ліній, в точках зламу яких - вершинах розташовані місця сходження чотирьох сторін рівносторонніх трикутників.

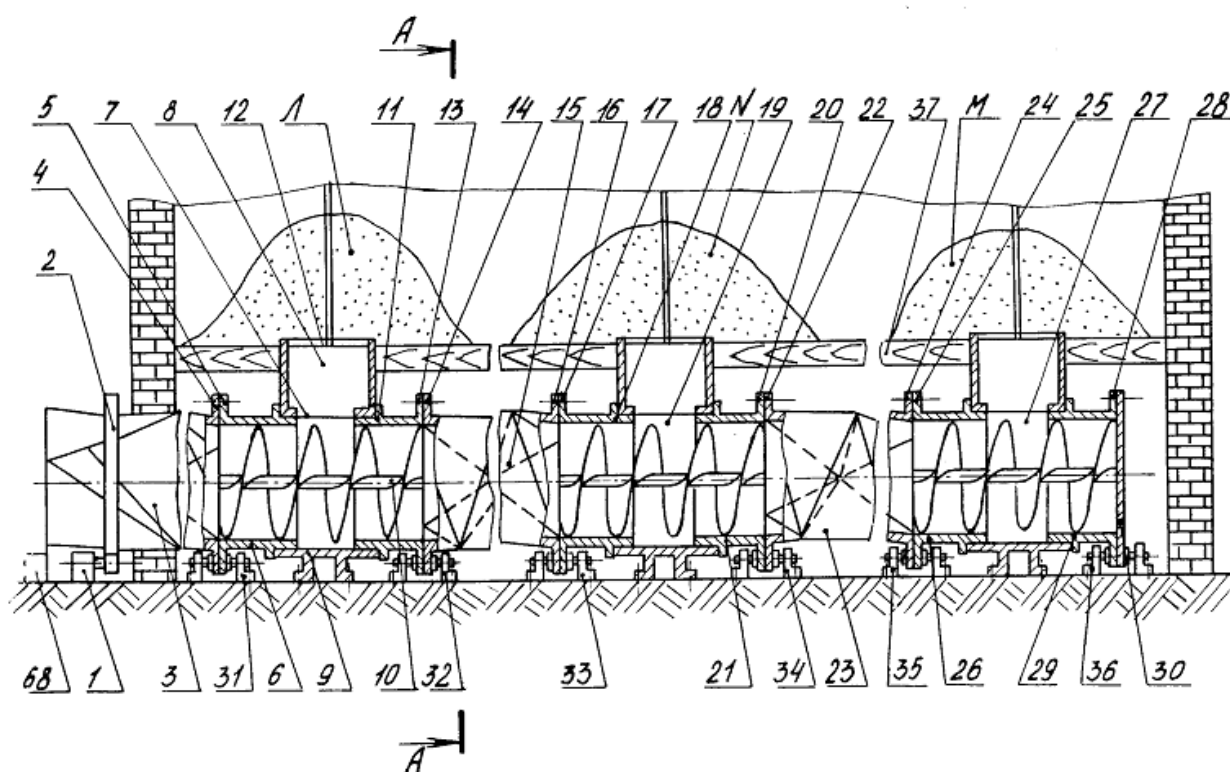


Рис. 1.16

Використання. Гвинтовий конвеєр призначений для транспортування зерна на елеваторах, комбикормових і зернопереробних підприємствах. Переваги: Можливість підвищення продуктивності за рахунок встановлених з можливістю обертання завантажувальних пристроїв. Недоліки: Надмірна навантаженість конструкції в місці кріплення завантажувальних пристосувань.

У патенті / 7 / транспортуєчий пристрій для дозованої подачі сипучого матеріалу з однієї металургійної ємності в іншу (рис. 1.17) має транспортний канал 6, вхідний 17 і вихідний 12 отвори і в транспортному каналі 6 передбачений протяжністю щонайменше від вхідного отвору 17 до вихідного отвору 12 транспортний шнек 11, що має гвинтову поверхню 16, утворену лопатями 19. Для того, щоб транспортний шнек 11 можна було сформувати якомога коротше і забезпечити більш високий опір потоку протікання газу, транспортний шнек 11 на своєму відповідному вихідного отвору 12 транспортного каналу 6 наприкінці має ділянку гвинтової поверхні 16, який утворений безперервною гвинтовою лінією 18, що тягнеться щонайменше на половину витка, до якого примикає гвинтова поверхня 16, утворена лопатями 19.

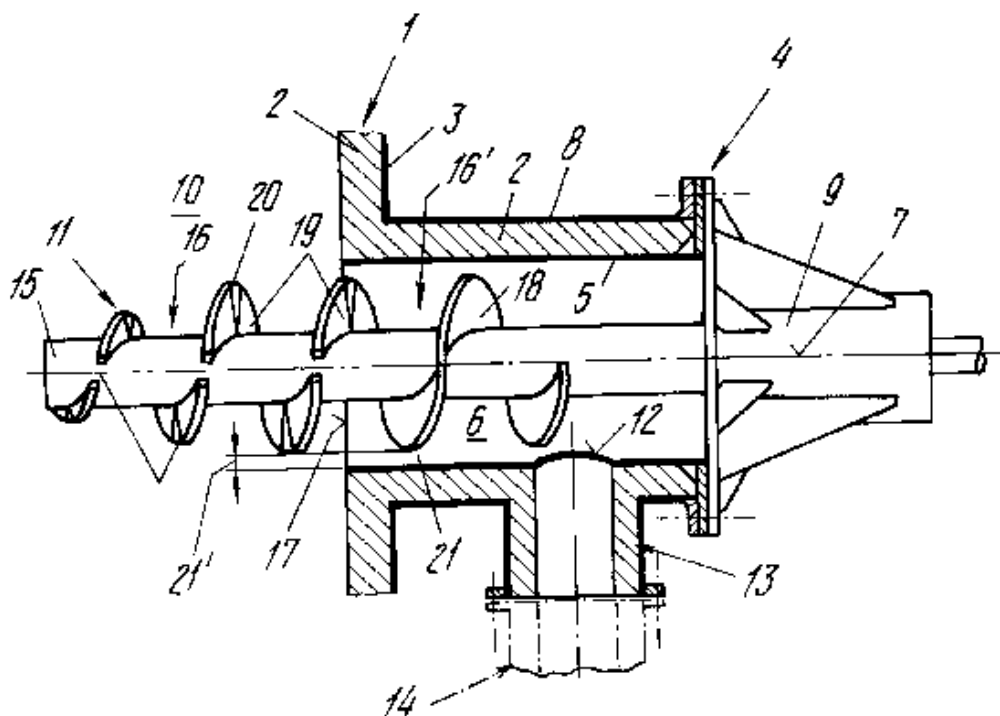


Рис. 1.17

Винахід відноситься до обладнання печей. Переваги: Компактність і простота конструкції, легкість ремонту. Недоліки: Низький ККД, через великі зазори гвинта.

У патенті / 8 / проміжна опора (рис. 1.18) містить корпус гвинтового конвеєра, відрізок гвинта з фланцевими сполуками в місцях стикування з секціями гвинта, рухливий U-подібний жолоб зі шпильками, що проходять через отвори в корпусі і знаходяться в склянці, забезпеченому торцевою кришкою. У склянці між кільцем і торцевою кришкою розташований пружний елемент, піджятий гайкою. Гвинтові поверхні відрізка гвинта забезпечені ребром посилення. Рухомий U-подібний жолоб зі шпильками виконаний у вигляді рамки з поперечинами.

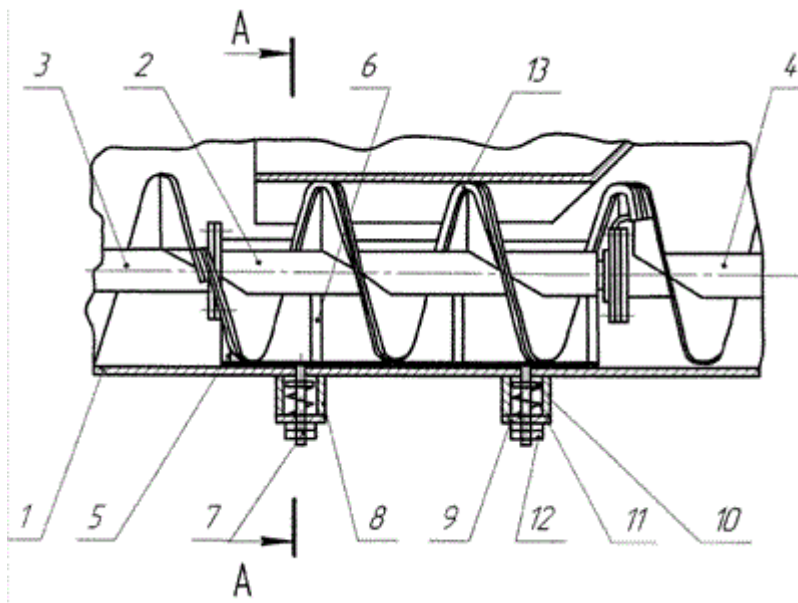


Рис. 1.18

Винахід відноситься до гвинтових конвеєрів для транспортування сипучих матеріалів, а саме до проміжних опор гвинтового конвеєра. Переваги: винахід дозволяє забезпечити зменшення зносу і запобігання заклинювання проміжної опори гвинтового конвеєра. Недоліки: Можливий швидкий знос пружного елемента, а також складність його заміни.

У патенті / 9 / проміжна опора гвинтового конвеєра (рис. 1.19) містить корпус з підшипником, жорстко з'єднаний з кожухом, всередині якого розміщений шнек, і він забезпечена додатковим витком. Підшипник встановлений на валу шнека, що несе захисний ковпак підшипника. Захисний ковпак забезпечений відбійними лопатками. Додатковий виток виконаний на зовнішній поверхні захисного ковпака. Кожух забезпечений знімною кришкою.

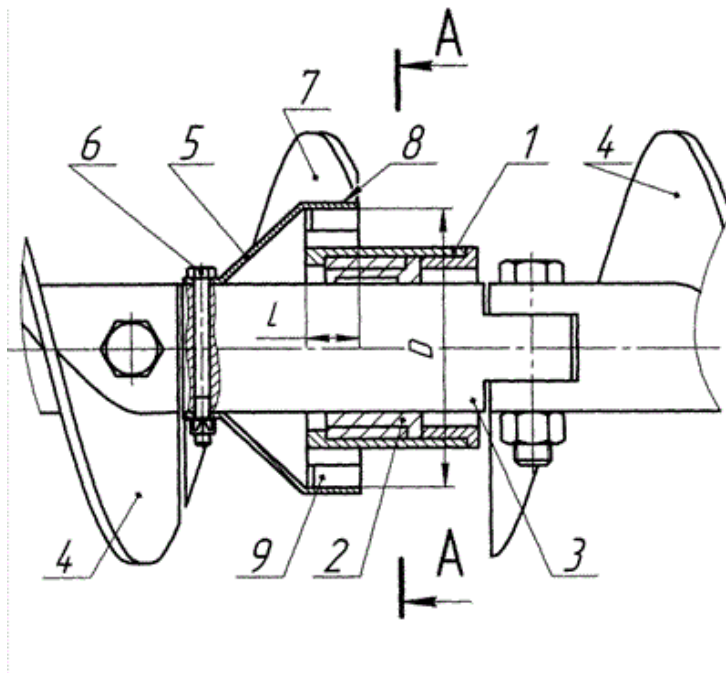


Рис. 1.19

Винахід відноситься до піднімально-транспортного обладнання, а саме до опор гвинтових конвеєрів, і може бути використано в різних галузях промисловості. Переваги: Винахід дозволяє забезпечити придатність опор для конвеєрних систем з відмінним від циліндричної форми кожухом. Недоліки: Швидкий знос відбійних лопаток.

1.4. Проблеми енергоспоживання та зносу елементів гвинтового конвеєра

1.4.1. Проблеми енергоспоживання

Розглянемо можливі причини низького коефіцієнту корисної дії гвинтових конвеєрів при транспортуванні зернових матеріалів.

Низький ККД гвинтових конвеєрів при транспортуванні зернових матеріалів, на рівні 30-45 %, зазвичай пов'язаний зі специфікою конструкції гвинтових конвеєрів. Для транспортування матеріалів гвинтові конвеєри потребують жолобу, при такій конструкції відбувається тертя зерна об стінки жолобу і самий шнек.

Також потрібно відмітити, що в даних конвеєрах при більших швидкостях транспортування можливе перевантаження електродвигуна. Причиною цьо-

го може бути зростання опору руху херна, виникнення завихрення та через можливе налипання зернової маси на проміжній опорі – заклинення маси.

Ще однією причиною збільшення енергоспоживання є великі кути транспортування зернової маси. При кутах транспортування понад 25° зерно починає осипатися назад і тому для підйому потрібні більші зусилля.

Невід'ємною частиною енергоефективного транспортування зерна гвинтовим конвеєром є технологічні вимоги до зерна, як продукту транспортування. Адже занадто вологе зерно прилипає до шнека та жолоба, особливо в місцях проміжних опор, а це все призводить до додаткового навантаження на електродвигун.

1.4.2. Проблеми зносу елементів

Окремо розглянемо причини зносу складових конструкцій гвинтових конвеєрів.

У гвинтових конвеєрів через постійний контакт шнека з масою, що транспортується відбувається знос витків шнека, загострення їх на краях.

Потрібно відмітити, що від постійного контакту з технологічною масою також і зношуються стінки жолоба. Це відбувається у місцях найбільшого контакту, а в місцях завантаження та розвантаження.

У гвинтових конвеєрів зношення елементів конструкції також може відбуватися через вібраційний знос, причиною якого є ударні навантаження через нерівномірну подачу зернового матеріалу.

Так, як і в попередньому пункті технологічні вимоги до зерна впливають на знос конструкції, адже при транспортуванні зерна з вологістю, що перевищує технологічні вимоги відбувається швидший знос елементів конструкції гвинтового конвеєра через корозію металевих частин.

Зниження енерговитрат і зносу можливе лише за умови оптимального підбору режиму руху, конструктивних параметрів і властивостей транспортувального матеріалу.

1.5. Аналіз існуючих способів оптимізації режиму руху гвинтових конвеєрів

Розглянемо можливі варіанти оптимізації роботи гвинтових конвеєрів.

1.5.1. Оптимізація частоти обертання

Для покращення якості транспортування зерна найбільш оптимальною частотою обертання шнека буде 100-300 об/хв. При такій частоті обертання енерговитрати будуть мінімальні із забезпеченням достатнього рівня продуктивності. Регулювати частоту обертання шнека в режимі реального часу можна також із застосуванням частотних перетворювачів.

Перетворювач частоти – електронний пристрій для зміни частоти електричного струму (напруги). Він перетворює вхідну синусоїдну напругу фіксованої частоти та амплітуди у вихідну імпульсну напругу змінної частоти та амплітуди за допомогою ШІМ (широтно-імпульсної модуляції).

1.5.2. Регулювання ступеня заповнення жолоба

Рівномірне транспортування впливає на якість роботи конвеєра, зношування складових та енерговитрати, тому важливим є стабільне завантаження гвинтового конвеєра, щоб зменшити вірогідність виникнення перевантаження. Для забезпечення цього також можна встановити датчики рівня навантаження.

1.5.3. Конструктивна оптимізація

Важливим етапом покращення роботи гвинтового конвеєра є конструктивна оптимізація, тобто підбір найоптимальніших параметрів конструкції. До таких параметрів можна віднести:

- Профіль витка шнека (циліндричний, конічний);
- Оптимальне значення кроку. Крок на пряму впливає на продуктивність конвеєра, проте збільшення кроку може призвести до прослизання матеріалу;
- Використання покращених, зносостійких матеріалів, таких як полімерні чи композитні. В зв'язку з тим, що найшвидше зношуються

краї шнека можна використовувати вставки на витках зі вказаних матеріалів.

1.5.4. Моделювання режимів роботи

Застосування CAE-програм (Ansys, EDEM, SolidWorks Simulation) для моделювання руху зерна.

Проведення експериментальних досліджень із варіацією режимів роботи для побудови емпіричних залежностей продуктивності, енерговитрат тощо.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

2.1. Визначення основних параметрів гвинтового конвеєра

Вихідні дані до розробки конструкції та розрахунку гвинтового конвеєра: кут нахилу конвеєра до горизонту $\beta=20$ град; частота обертання гвинтового валу $n_v=23,6$ об/хв.; об'ємна продуктивність гвинтового конвеєра $V=15,2$ м³/год.; матеріал для транспортування конвеєром - зерно; щільність матеріалу - $\rho=1$ т/м³; масова продуктивність конвеєра -: $Q=15,2$ т/м³; зовнішній діаметр гвинта - $D_v=300$ мм; крок гвинт -: $P_v=240$ мм; довжина транспортування конвеєром - 23 м.

Вантаж за абразивністю входить до групи С як середньо абразивний вантаж. За щільністю (т / м³) вантаж попадає в межі $0,6 < \rho < 1,6$ як середньої щільності.

На підставі вихідних даних розробляємо схему конструкції конвеєра (рис. 2.1 і 2.2).

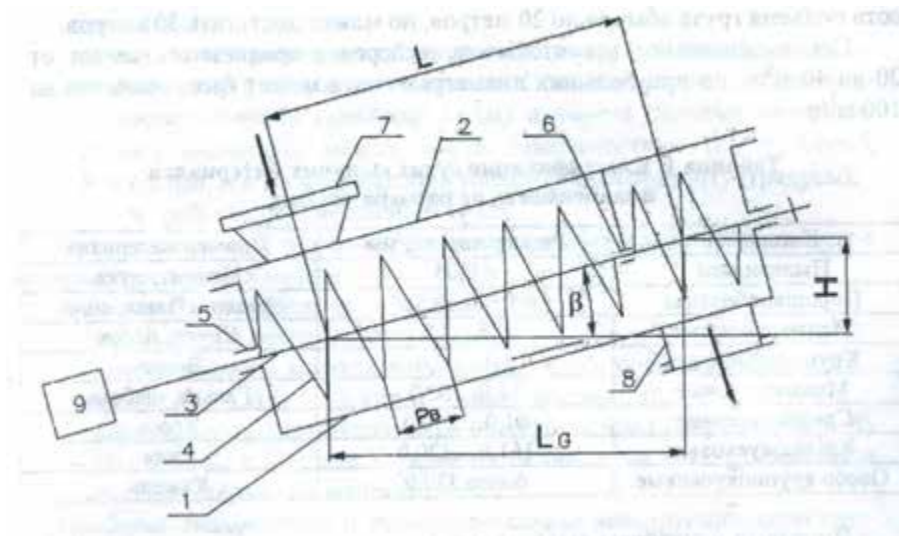


Рис. 2.1. Схема гвинтового конвеєра

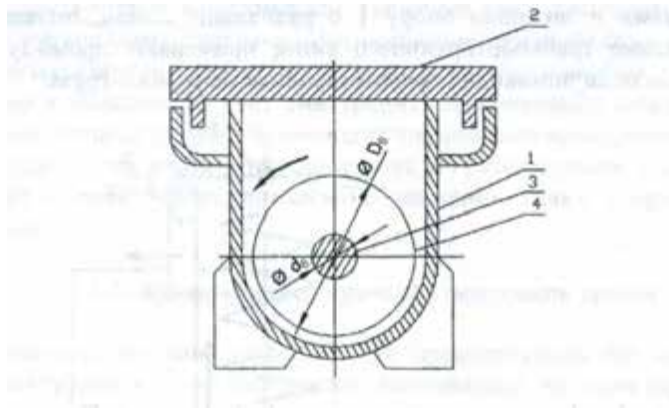


Рис. 2.2. Схема поперечного перерізу гвинтового конвеєра

На рисунках 2.1 і 2.2 використані наступні позначення:

1 - нерухомий корпус, 2 - знімальна кришка, 3 – гвинтовий вал, 4 - спіраль гвинта, 5 - кінцеві опори, 6 - проміжні опори, 7 - завантажувальна лійка, 8 - розвантажувальний отвір, 9 – приводний механізм.

Визначимо кут нахилу гвинтового конвеєра до горизонту за такою залежністю

$$\beta = \arcsin\left(\frac{H}{L}\right), \quad (2.1)$$

де H - висота транспортування, м; L - довжина транспортування, м.

З формули (2.1), знайдемо довжину транспортування за такою формулою

$$L_G = \sqrt{L^2 - H^2} = \sqrt{23^2 - (7,866)^2} = 21,613 \text{ м}$$

Значення діаметра для гвинта D_B (мм) визначається за формулою:

$$D_B = 280 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{K \cdot n_B \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_\beta \cdot z}} = 280 \cdot \sqrt[3]{\frac{(15,4)}{0,65 \cdot 37,5 \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1}} = 450 \text{ мм ,}$$

де K - відношення кроку гвинта P_B до його діаметру D_B (для горизонтальних конвеєрів приймають $K = 1$; для похилих конвеєрів при $D_B < 200$ мм – $K = 0,8$, а $D_B > 200$ мм $K = 0,65 \dots 0,7$). Менші значення K приймають для більш абразивних вантажів;

ρ - середня розрахункова щільність вантажу, т/м³;

ψ - коефіцієнт наповнення поперечного перерізу конвеєра, оскільки згідно завдання на розробку конвеєра вантаж середньо абразивний, то приймаємо $\psi = 0,25$;

C_β - коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу осі конвеєра до горизонту, при $\beta = 20$ град приймаємо $C_\beta = 0,6$;

Z - число заходів гвинта – приймаємо одно західний гвинт;

n_B - частота обертання валу гвинта, об/хв.

Діаметр гвинта уточнюють відповідно до значень, передбачених в ДСТУ.

Приймаємо зовнішній діаметр гвинта $D_B = 500$ мм і крок гвинта $P_B = 320$ мм.

Отримане значення діаметра перевіряють за крупністю шматків при транспортуванні кускового вантажу за такою умовою:

$$D_B = X_G \cdot a, \quad (2.2)$$

де X_G - коефіцієнт, який враховує неоднорідність вантажу (для рядового вантажу $X_G = 4 \dots 6$); a - розрахунковий розмір часток вантажу, мм: для сортового вантажу можна прийняти $a = 0,8$ $a_{\max} = 8 \cdot 0,4 = 3,2$ мм.

При невиконанні цієї умови можливе утворення в зоні розташування проміжних опор заторів, які порушують роботу конвеєра, тому для уникнення цих обставин діаметр гвинта доцільно збільшити, використавши

залежність (2.2):

$$X_G \cdot a = 5 \cdot 0,32 = 1,6 \text{ мм} < D_B$$

Визначимо частоту обертання валу гвинта, об/хв:

$$n_B = \frac{Q}{47 \cdot (D_B)^2 \cdot P_B \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_B \cdot z} = \frac{(15,2)}{47 \cdot 0,5^2 \cdot 0,32 \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1} = 26,9 = 26,95 \text{ об/хв},$$

де D_B - значення діаметра гвинта, м;

P_B - значення кроку, м.

n_{\max} - максимальне значення частоти обертання (об/хв), яке визначається з умови спільного обертання гвинта і вантажу, визначається за такою формулою

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D_B}} = \frac{45}{\sqrt{0,5}} = 63,65 \text{ об/хв},$$

де A - коефіцієнт, який обирається в залежності від характеру вантажу;

D_B - прийняте значення діаметра гвинта, м.

При цьому умова $n_B \leq n_{\max}$ забезпечується.

Розраховане значення n_B частоти обертання валу округлюють до найближчого номінального значення.

Виходячи з наведених рекомендацій приймаємо частоту обертання вала $n_B = 30$ об/хв.

В результаті визначаємо внутрішній діаметр жолоба, м:

$$D_G = D_B + 2 \cdot \Delta_3 = 0,5 + 2 \cdot 0,003 = 0,506 \text{ м},$$

Тут Δ_3 - значення зазору між зовнішньою кромкою спіралі гвинта і внутрішньою поверхнею жолоби. Рекомендовано $\Delta_3 = 0,002 \dots 0,008$ м. Більші значення приймають для крупнозернистих вантажів.

Визначаємо осьову швидкість переміщення вантажу (м / с) за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$v = \frac{P_B \cdot n_B \cdot z}{60} = \frac{0,32 \cdot 30 \cdot 1}{60} = 0,16 \text{ м/с}.$$

Попереднє значення діаметра валу гвинта визначаємо так:

$$d_B = 0,1 \cdot D_B + 0,035 = 0,1 \cdot 0,5 + 0,035 = 0,085 \text{ м}$$

і округляємо до стандартного розміру труби $d_B = 0,089$ м

А сортимент безшовних труб з вуглецевих, низьколегованих і легованих сталей (10Г2, Х5Д5М).

В результаті вибору та розрахунку параметрів визначаємо розрахункову масову продуктивність гвинтового конвеєра, т / год за наступною залежністю

$$Q_p = 3600 \cdot S \cdot v \cdot \rho = 3600 \cdot 0,0285 \cdot 0,16 \cdot 1 = 16,46 \text{ т/год,}$$

де S - уточнене значення площі поперечного перерізу потоку (м²) вантажу, який розраховується за залежністю:

$$S = \pi \cdot \frac{[(D_B)^2 - (d_B)^2] \cdot \psi \cdot C_\beta}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,5^2 - 0,085^2) \cdot 0,25 \cdot 0,6}{4} = 0,0285 \text{ м}^2$$

В результаті розрахунку основних параметрів гвинтового конвеєра складаємо його умовне позначення включають наступні елементи:

- 1) найменування конвеєра - «Конвеєр гвинтовий»;
- 2) розташування жолоби (горизонтальний - «Г», похилий - «Н» вертикальний - «В», круто-похилий - «КН»;
- 3) число заходів гвинта (одно західний - «1», дво західний - «2» три західний - «3»);
- 4) розмір зовнішнього діаметра гвинта Dв в сантиметрах, з кодуванням особливості конструкції (з постійним діаметром - «П1», зі змінним діаметром - «П2», де вказують найбільше значення діаметра в сантиметрах);
- 5) розмір кроку спіралі гвинта Рм в сантиметрах, з кодуванням особливості конструкції (з постійним кроком - «П3», зі змінним кроці - «П4», де вказують найбільше значення кроку в метрах);
- 6) напрямок спіралі гвинта (з правим напрямком - «П», з лівим напрямком - «Л», з комбінованим - «К»).

В результаті маємо таке умовне позначення гвинтового конвеєра

Конвеєр гвинтовий Н1 - 50П1 - 32П3 - П .

2.2. Визначення потужності гвинтового конвеєра

Наближене значення потужності на валу конвеєра (кВт)

$$N_B = \frac{K_\beta \cdot K_\omega \cdot Q_p \cdot (L_G \cdot \omega + H)}{367} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 16,46 \cdot (21,613 + 7,866)}{367} = 6,66 \quad \text{кВт,}$$

де Q_p - розрахункова масова продуктивність гвинтового конвеєра, т / год;

L - довжина транспортування вантажу, м;

H – висота підйому вантажу, м; ω - коефіцієнт опору переміщенню вантажу;

K_ω - коефіцієнт, що враховує опір від переміщення вантажу, який приймає такі значення $K_\omega = 1,05 \dots 1,6$. Більші значення обирають для вертикальних конвеєрів.

K_β - коефіцієнт, що враховує кут нахилу осі конвеєра до горизонту, який приймає такі значення $K_\beta = 1,0 \dots 3,0$. Більші значення обирають для вертикальних конвеєрів.

2.3. Розрахунок на міцність елементів конструкції конвеєра

При переміщенні вантажу елементи конструкції сприймають різні навантаження, які можуть знизити його надійність в роботі. Тому необхідні розрахунки на міцність таких елементів конвеєра: валу гвинтового конвеєра та жолоба.

Розрахунки валу гвинтового конвеєра

Вал пологого гвинта конвеєра представляють як багатоопорний розрізний вал. При роботі гвинтового конвеєра вал зазнає:

- скручування під дією обертового моменту T_B ;
- поздовжнє стиснення або розтягнення під дією поздовжніх навантажень;
- вигин під дією згинального моменту від поздовжніх та колових сил між опорами;
- вигин під дією власної ваги.

Крутний момент на валу гвинта (Нм) визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$T_B = N_B \cdot \frac{9550}{n_B} = \frac{6,66 \cdot 9550}{30} = 2120 \quad \text{Нм,}$$

де N_B - розрахункова потужність на валу гвинта, кВт;

n_B - частота обертання гвинта, об/хв.

Сумарне осьове зусилля $F_{0\Sigma}$ (Н), яке діє на гвинт при переміщенні вантажу за залежністю

$$F_{0\Sigma} = 2 \cdot \frac{T_B}{D_c \cdot \operatorname{tg}(\alpha_c + \rho_v)}, \quad (2.3)$$

де D_c - діаметр кола, що проходить через центр тиску вантажу на поверхню гвинта, м визначається так:

$$D_c = (0,7 \dots 0,8) \cdot D_B \quad (2.4)$$

α_c - кут підйому гвинтової лінії на циліндрі з діаметром D_c , який визначається за наступною залежністю (2.4) і отримуємо його числове значення:

$$D_c = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4, \text{ м}$$

Кут тертя вантажу об поверхню гвинта визначається залежністю

$$\rho_B = \operatorname{arctg}(f_B) = \operatorname{arctg}(0,44) = 23,75 \text{ град},$$

де $f_B = f_k = 0,8 \cdot f_{TP} = 0,8 \cdot 0,55 = 0,44$.

Кут підйому гвинтової лінії на циліндрі з діаметром D_c визначається залежністю (2.3):

$$\alpha_c = \operatorname{arctg}\left(\frac{P_B}{\pi \cdot D_c}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,32}{3,14 \cdot 0,4}\right) = 14,29 \text{ град.}$$

Сумарне осьове зусилля визначається за формулою

$$F_{0\Sigma} = 2 \cdot \frac{2120}{0,4 \cdot \operatorname{tg}(23,75 + 14,29)} = 13590,4 \text{ Н.}$$

Осьове зусилля F_0 (Н), що діє на гвинт між двома сусідніми опорами, внаслідок переміщення вантажу визначається за формулою

$$F_0 = F_{0\Sigma} \cdot \frac{1}{L} = \frac{13590,4 \cdot 3,834}{23} = 2265,4 \text{ Н.}$$

Колове зусилля F_t (Н), що діє на гвинт між двома сусідніми опорами визначається залежністю:

$$F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_c + \rho_B) = 2265,4 \cdot \operatorname{tg}(23,75 + 14,29) = 1772,4 \text{ Н.}$$

Визначимо товщину стінки труби, з якої виготовляють вал гвинта, мм, яка визначається залежністю:

$$\delta_T \geq 2000 \cdot \frac{T_B}{\pi \cdot (d_B)^2 \cdot \tau_{kpd}} = 2000 \cdot \frac{2120}{3,14 \cdot 89^2 \cdot 30} = 5,68 \text{ мм,}$$

де τ_{kpd} - занижене допустиме напруження при крученні, МПа, яке приймає такі значення

$$\tau_{kpd} = 25 \dots 35 \text{ МПа;}$$

d_B - попереднє значення діаметра валу гвинта, мм.

Приймаємо остаточні стандартні розміри труби: $d_B \times \delta_T$, в мм, які визначаються за залежністю $d_B \delta_T = 89 \cdot 6,0$ мм.

Обираємо для валу гвинта сталь 10Г2.

Тепер виконаємо перевірочні розрахунки валу. Виконуємо перевірку валу на статичну міцність залежністю:

$$\sigma_{ekB} = \sqrt{(\sigma_0 + \sigma_i)^2 + 3 \cdot (\tau_{kp})^2} \leq \sigma_d, \quad (2.5)$$

де τ_{kp} - максимальне значення напруження скручування валу гвинта, яке визначається за формулою.

$$\tau_{kp} = \frac{16 \cdot T_B \cdot 1000}{\pi \cdot (d_B)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_B - 2 \cdot \delta_T}{d_B} \right)^4 \right]} = \frac{16 \cdot 2120 \cdot 1000}{3,14 \cdot 89^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{89 - 2 \cdot 6}{89} \right)^4 \right]} = 34,86 \text{ МПа}$$

Максимальне нормальне напруження від поздовжнього навантаження в поперечному перерізі валу гвинта σ_0 (МПа), визначаємо за формулою

$$\sigma_0 = 4 \cdot \frac{F_{0\Sigma} + G_B \cdot \sin \beta}{\pi \cdot (d_B)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_B - 2 \cdot \delta_T}{d_B} \right)^2 \right]} \quad (2.6)$$

Максимальне нормальне напруження вигину в поперечному перерізі гвинта σ_1 (МПа) визначаємо за наступною залежністю:

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot (d_B)^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_B - 2 \cdot \delta_T}{d_B} \right)^4 \right]} \quad (2.7)$$

Для визначення значення погонного навантаження q_B визначимо погонну масу гвинта, складеної з погонних мас труби і гвинта.

Спіраль гвинта виготовляють з листового прокату товщиною, мм, яка визначається за формулою:

$$\delta_L = \delta_G - (1..2),$$

де δ_G - товщина жолоба конвєса, яка приймає значення $\delta_G = 4..8$ мм. Вибираємо товщину жолоба

$$\delta_G = 6 \text{ мм}; \quad \delta_L = \delta_G - 2 = 6 - 2 = 4 \text{ мм};$$

Суцільну спіраль приварюють до валу за допомогою валикових швів, при цьому утворюється таврове зварене з'єднання. Стрічкову спіраль приварюють на спеціальних ніжках,

Ширина суцільної спіралі (м) визначається залежністю :

$$B = 0,5 \cdot (D_B - d_B) = 0,5 \cdot (0,5 - 0,089) = 0,2055 \text{ м}$$

Якщо спіраль стрічкова, то її розмір приймають конструктивно, але трохи більшою за розмір у суцільній спіралі.

Спіраль отримують із сталєвої смуги прокаткою на конусних вальцях або штампуванням на пресах з заготовок у вигляді шайб (рис.2.3).

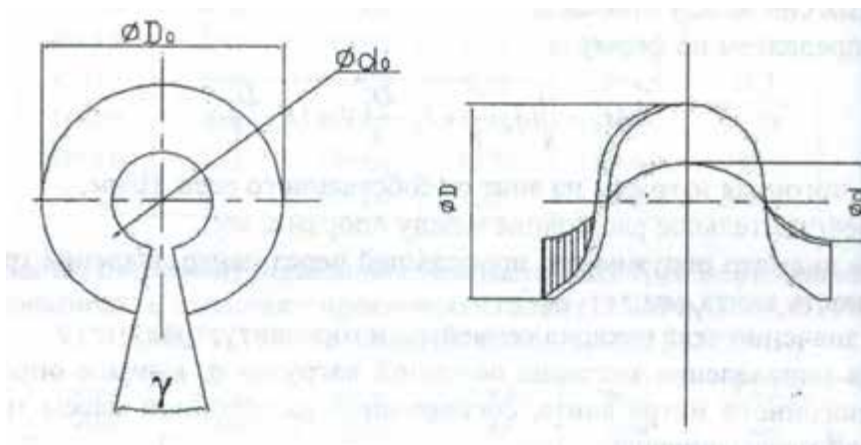


Рис. 2.3. Заготовки для спіралі гвинта

Розміри заготовки у вигляді шайби визначають за формулою, м:

$$d_0 = \frac{(D_B - d_B) \cdot \sqrt{(P_B)^2 + (\pi \cdot d_B)^2}}{\sqrt{(P_B)^2 + (\pi \cdot D_B)^2} - \sqrt{(P_B)^2 + (\pi \cdot d_B)^2}} = \frac{(0,5 - 0,089) \cdot \sqrt{(0,32)^2 + (3,14 \cdot 0,089)^2}}{\sqrt{(0,32)^2 + (3,14 \cdot 0,5)^2} - \sqrt{(0,32)^2 + (3,14 \cdot 0,089)^2}} = 0,177 \text{ м}$$

Зовнішній діаметр, м :

$$D_0 = d_0 + (D_B - d_B) = 0,177 + 0,5 - 0,089 = 0,588 \text{ м.}$$

Кут вирізу γ , град. Визначається залежністю:

$$\gamma = 360 \cdot \frac{\pi \cdot d_0 - \sqrt{(P_B)^2 + (\pi \cdot d_B)^2}}{\pi \cdot d_0} = 360 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,177 - \sqrt{0,32^2 + (3,14 \cdot 0,089)^2}}{3,14 \cdot 0,177} = 88 \text{ град.}$$

Довжину гвинтової лопаті (м) можна визначити за формулою:

$$L_1 = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot L}{\cos \alpha_{cp} \cdot P_B} = \frac{3,14 \cdot 0,2945 \cdot 23}{0,9455 \cdot 0,32} = 70,29 \text{ м,}$$

де D_{cp} - середній діаметр спіралі, який визначається залежністю

$$D_{cp} = D_B - B = 0,5 - 0,2055 = 0,2945 \text{ м.}$$

α_{cp} - кут підйому гвинтової лінії спіралі на середньому діаметрі залежністю

$$\alpha_{cp} = \arctg \left(\frac{P_B}{\pi \cdot D_{cp}} \right) = \arctg \left(\frac{0,32}{3,14 \cdot 0,2945} \right) = 19 \text{ град.}$$

P_B – крок гвинта, м.

Отже, отримуємо погонну масу гвинтової спіралі m_l (кг/м), яка визначається так:

$$m_1 = \frac{\delta_1 \cdot B \cdot L_1 \cdot \rho_1}{L} = \frac{0,004 \cdot 0,2055 \cdot 70,29 \cdot 7850}{23} = 19,7 \quad \text{кг/м,}$$

де ρ_1 - щільність матеріалу для спіралі, $\rho_1 = 7850 \text{ кг/м}^3$;

δ_1 - товщина спіралі, м; B - ширина спіралі, м.

Власну вагу валу $G_B(H)$ визначаємо за формулою:

$$G_B = (m_1 + m_{Гр}) \cdot L \cdot g = (19,7 + 12,28) \cdot 23 \cdot 9,81 = 7215,6 \text{ Н,}$$

де $m_{Гр}$ - погонну масу валу гвинта приймаємо зі стандартних значень;

g - прискорення вільного падіння, рівне $9,81 \text{ м/с}^2$.

Остаточну погонну навантаження від власної ваги $q_B(\text{Н/мм})$ визначаємо за формулою

$$q_B = \frac{G_B \cdot \cos \beta}{1000 \cdot L} = \frac{7215,6 \cdot 0,939}{1000 \cdot 23} = 0,295 \quad \text{Н/мм.}$$

Максимальний сумарний згинальний момент $M_i (\text{Н}^* \text{мм})$, викликаний дією власної сили тяжіння гвинта, а також поздовжніх і окружних сил між опорами визначаємо так:

$$M_i = \sqrt{\left(q_B \cdot \frac{l^2}{8} + F_0 \cdot \frac{D_c}{4} \right)^2 + \left(F_t \cdot \frac{D_c}{4} \right)^2} = \sqrt{\left(0,295 \cdot \frac{3834^2}{8} + 2265,4 \cdot \frac{400}{4} \right)^2 + \left(1772,4 \cdot \frac{400}{4} \right)^2} = 788757 \text{ Н}^* \text{мм}$$

За формулою (2.7) визначаємо напруження:

$$\sigma_i = \frac{32 \cdot 788757}{3,14 \cdot 89^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{89 - 2 \cdot 6}{89} \right)^4 \right]} = 25,932 \quad \text{МПа}$$

За формулою (2.6):

$$\sigma_0 = \frac{4 \cdot (13590,4 + 7215,6 \cdot 0,342)}{3,14 \cdot 89^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{89 - 2 \cdot 6}{89} \right)^2 \right]} = 10,26 \quad \text{МПа}$$

За формулою (2.5) визначаємо еквівалентне напруження:

$$\sigma_{ekB} = \sqrt{(10,26 + 25,93)^2 + 3 \cdot (34,86)^2} = 70 \text{ МПа.}$$

Для сталі 10Г2 при температурі $t=20$ град. С, напруження приймає значення $\sigma_d = 140$ МПа. Визначимо еквівалентне напруження за формулою

$$\sigma_{de} = \sigma_d \cdot K_c \cdot K_i \cdot K_k = 140 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 85,68 \text{ МПа.}$$

Перевіримо необхідну умову

$$\sigma_{ekB} \leq \sigma_{de}, \text{ яка виконується, бо } 85,68 \text{ менше } 140.$$

2.4. Розрахунок вала гвинтового конвеєра на втомну міцність

Важливим видом руйнування для валів є втомна відмова. Цей вид відмови можна запобігти перевіркою на втомну витривалість. Перевірку проводять в поперечних перетинах валу за такою формулою

$$\left[S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{(S_\sigma)^2 + (S_\tau)^2}} \right] \geq S_d, \quad (2,8)$$

де S_σ - коефіцієнт запасу втомної міцності за нормальними напруженнями;

S_τ - коефіцієнт запасу втомної міцності (витривалості) по дотичним напруженням;

S_d - допустиме значення запасу міцності, приймають з таких значень:

$$S_d = 1,3 \dots 2,3$$

Визначаємо коефіцієнти запасу втомної міцності за формулами:

Для нормальних напружень

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot (\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m)} \quad (2,9)$$

Для дотичних напружень

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot (\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m)}, \quad (2,10)$$

де σ_{-1} і τ_{-1} - значення границь довготривалої витривалості гладких зразків, які визначаються з діючих стандартів

$$\sigma_{-1} = \sigma_B \cdot 0,45 = 198 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = \sigma_{-1} \cdot 0,5 = 198 \cdot 0,5 = 99 \text{ МПа};$$

σ_a і τ_a — значення амплітуд циклів напружень, причому $\sigma_a = \sigma_i$ та

$$\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{кр}; \quad \tau_a = 0,5 \cdot 34,86 = 17,43 \text{ МПа};$$

σ_m і τ_m - середні значення циклів напружень, причому $\sigma_m = \sigma_0$ та

$$\tau_m = 0,5 \cdot \tau_{кр} = 17,43 \text{ МПа}$$

Приймаємо $\sigma_0, \sigma_i, \tau_{кр}$ з розрахунків на статичну міцність. Коефіцієнти зниження межі міцності визначаються так

$$K_{\sigma D} = \left[\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{\sigma D}} \right) + \left(\frac{1}{K_{F\sigma}} \right) - 1 \right] = \left[\left(\frac{1}{0,85} \right) + \left(\frac{1}{0,75} \right) - 1 \right] = 1,51 \quad \text{- за нормальним напруженням};$$

$$K_{\tau D} = \left[\left(\frac{K_{\tau}}{K_{\tau D}} \right) + \left(\frac{1}{K_{F\tau}} \right) - 1 \right] = \left[\left(\frac{1}{0,73} \right) + \left(\frac{1}{0,75} \right) - 1 \right] = 1,71 \quad \text{- по дотичним напруженням},$$

де K_{σ} і K_{τ} - ефективні коефіцієнти концентрації напружень для гладких валів

($K_{\sigma} = 1,0$ и $K_{\tau} = 1,0$); $K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ - коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу

$K_{F\sigma} = K_{F\tau} = 0,75$ - коефіцієнти впливу якості поверхні валу;

K_V - коефіцієнт впливу зміцнення поверхні валу ($K_V = 1,0$ - без застосування поверхневого зміцнення).

$\psi_{\sigma D}$ і $\psi_{\tau D}$ - коефіцієнти чутливості до асиметрії циклу напружень в розрахунковому перерізі валу, відповідно визначаються за формулами:

$$\psi_{\sigma D} = \frac{\psi_{\sigma}}{K_{\sigma D}} = \frac{0,1}{1,51} = 0,066 \quad \text{і} \quad \psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}} = \frac{0,05}{1,7} = 0,029$$

де ψ_{σ} і ψ_{τ} - коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень ($\psi_{\sigma} = 0,1$ і $\psi_{\tau} = 0,05$ - для середньо вуглецевих сталей).

За формулою (2.9) визначаємо числові значення:

$$S_{\sigma} = \frac{198}{1,51 \cdot (25,932 + 0,066 \cdot 10,26)} = 4,9 \text{ МПа}$$

За формулою (2.10) визначаємо числові значення:

$$S_{\tau} = \frac{99}{1,7 \cdot (17,43 + 0,029 \cdot 17,43)} = 3,24 \text{ МПа}$$

За формулою (2.8) визначаємо числові значення

$$S = \frac{4,9 \cdot 3,24}{\sqrt{4,9^2 + 3,24^2}} = 2,7 \text{ МПа.}$$

З отриманих результатів приходимо до висновку, що умова $S \geq S_d$ виконується.

2.5. Розрахунок міцності жолоба гвинтового конвеєра

Жолоб встановлюють на фундамент або спеціальні несучі металеві конструкції опор. При цьому на одній з кінцевих опор жолоб закріплюють нерухомо (шарнірно-нерухома опора), а на інших забезпечують відносно переміщення жолоба уздовж осі для компенсації деформацій:

- температурних подовжень;
- похибок виготовлення і монтажу вузлів конвеєра.

Опори розташовують на відстані 5-10 метрів одна від одної.

Загальна кількість опор розраховують залежністю:

$$Z_G = \frac{L}{10} + 1 = \frac{23}{10} + 1 = 3,3$$

Заокругленням Z_G до цілого числа в більшу сторону. Приймаємо $Z_G=4$

Число проміжних опор визначається так

$$n = Z_G - 2 = 4 - 2 = 2$$

Уточнюють довжину прольоту l (м) між опорами

$$l = \frac{L}{Z_G - 1} = \frac{23}{4 - 1} = 7,667 \text{ м.}$$

Розрахунок реакцій в опорах здійснюють, моделюючи жолоб в формі балки постійної жорсткості, що лежить на відповідній кількості опор і навантаженої рівномірно розподіленим навантаженням q_G (Н/мм).

При двох опорах балка є статично визначною і реакції в опорах розраховують за звичайними рівняннями рівноваги,

$$\begin{aligned} \Sigma \text{mom}_1 F_i = 0 & ; R_1 \cdot l - q_G \frac{(l_1)^2}{2} = 0 \\ \Sigma \text{mom}_2 F_i = 0 & ; (-R)_2 \cdot l - q_G \frac{(l_1)^2}{2} = 0 \end{aligned}$$

При кількості опор більше двох балка буде статично невизначеною (нерозрізна балка). Це балка, що проходить не перериваючись над рядом проміжних точкових опор і шарнірно з'єднана з опорами. Ступінь статичної невизначеності нерозрізаної балки дорівнює числу проміжних опор n .

Застосовуємо методу Клапейрона здійснюється таким чином. Будується епюра згинальних моментів (рис.2.4), у якій є екстремуми Мекс, положення яких визначають за координатою Хекс відносно нульової опори.

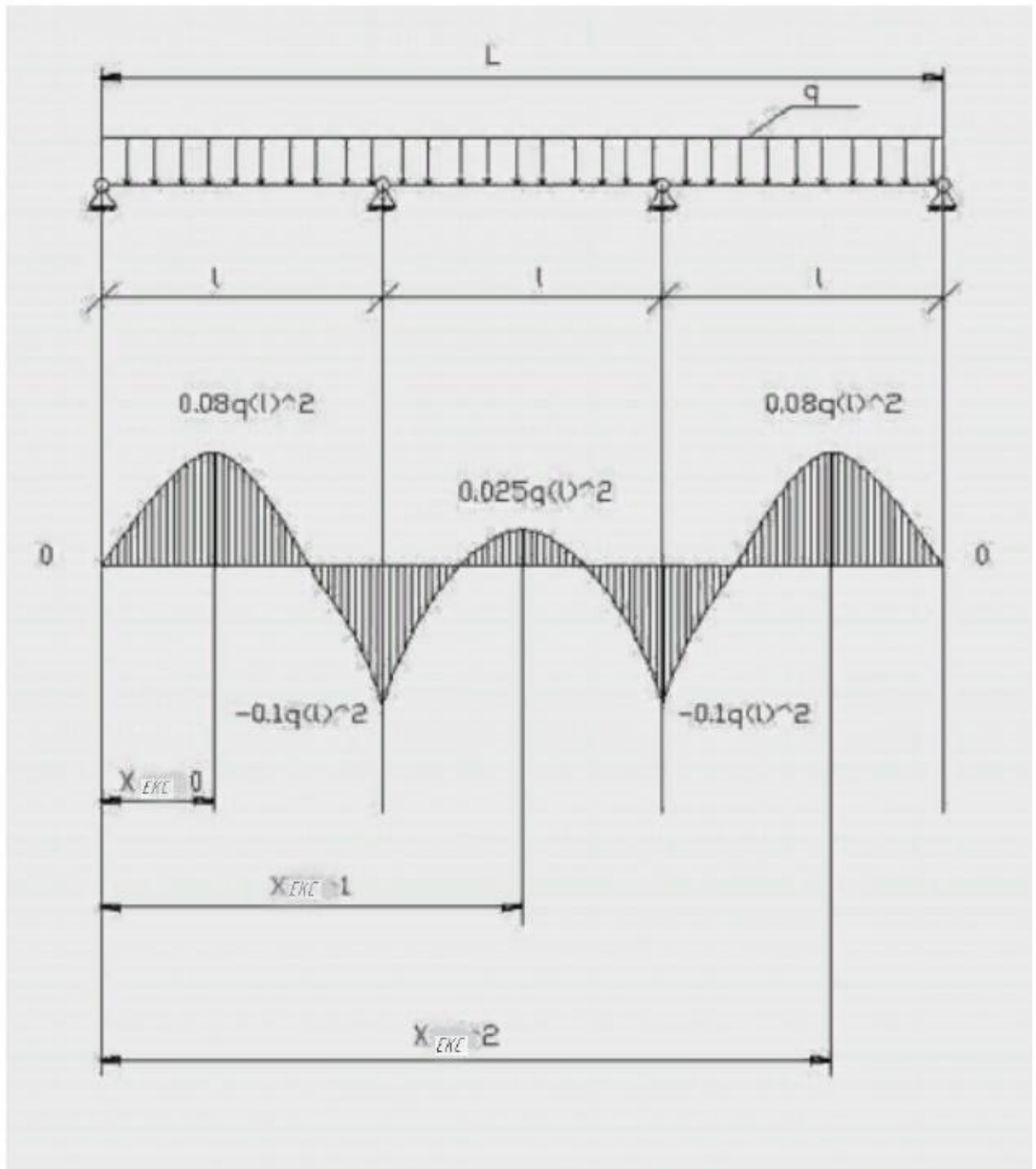


Рис. 2.4. Розрахункова схема балки з двома проміжними опорами і еюра згинальних моментів уздовж лінії балки

2.6. Розрахунок жолоба гвинтового конвеєра на міцність

Жолоб гвинтового конвеєра навантажений рівномірно розподіленим по його довжині навантаженням. Жолоб сприймає: вигин під дією власної ваги, а також ваги вантажу та гвинта; поздовжнє стиснення або розтягнення здійснюється під дією поздовжніх навантажень; скручування здійснюється під дією крутного моменту T_B від перемішування зернового вантажу всередині жолоба,

але при розрахунку цим чинником можна знехтувати, оскільки при приблизно рівних товщинах зовнішній розмір жолоба в кілька разів більший за діаметр валу гвинта, який раніше був уже розрахований.

Інтенсивність розподіленого навантаження q_G (Н/м) визначається таким чином

$$q_G = (m_g + m_G) \cdot g \cdot \cos\beta + q_B = (28,57 + 85,08) \cdot 9,81 \cdot 0,939 + 295 = 1342,67 \text{ Н/м,}$$

де m_g - погонна маса вантажу всередині жолоба, кг / м, визначається за формулою

$$m_g = \frac{Q_p}{3,6 \cdot v} = \frac{16,46}{3,6 \cdot 0,16} = 28,57 \text{ кг,} \quad (2.11)$$

де $q_B = 295$ Н/м;

m_G - погонна маса металоконструкції жолобу, кг / м, яка для горизонтального і пологого конвеєра визначається за виразом

$$m_G = \delta_G \cdot \left(2 \cdot D_G + \pi \cdot \frac{D_G}{2} \right) \cdot \rho_G = 0,006 \cdot \left(2 \cdot 0,506 + \frac{3,14 \cdot 0,506}{2} \right) \cdot 7850 = 85,08 \text{ кг.}$$

Перевірку жолоби на міцність σ (МПа) здійснюємо за нормальними напруженнями

$$\left[\sigma = \frac{\left(\frac{M_{i\max}}{W_i} \right) + \left(\frac{F_{0G}}{A_G} \right)}{10^6} \right] \leq \sigma_d, \quad (2.12)$$

де $M_{i\max}$ - максимальне значення згинального моменту, Нм, яке визначається за формулою

$$M_{i\max} = 0,1 \cdot q_G l^2 = 0,1 \cdot 1342,67 \cdot 7,667^2 = 7892,602 \text{ Н*м ;}$$

W_i - момент опору поперечного перерізу жолоба вигину, м³, який має вигляд

$$W_i = \pi \cdot \frac{(D_G)^2}{3,2} = \frac{(3,14 \cdot 0,506^2) \cdot 0,006}{3,2} = 0,0015074 \text{ м}^3;$$

F_{0G} - поздовжня сила, що діє на жолоб, Н, яка має вигляд

$$F_{0G} = [(m_g + m_G) \cdot g \cdot L + G_B] \cdot \sin \beta = [(28,57 + 85,08) \cdot 9,8 \cdot 23 + 7215,6] \cdot 0,342 = 1129,31 \text{ Н};$$

A_G - площа поперечного перерізу жолоба, м²,

$$A_G = \delta_G \cdot \left(2 \cdot D_G + \pi \cdot \frac{D_G}{2} \right) = 0,006 \cdot \left(2 \cdot 0,506 + \frac{3,14 \cdot 0,506}{2} \right) = 0,01084 \text{ м}^2.$$

За формулою (2.12) визначаємо числове значення напруження:

$$\sigma = \frac{\left(\frac{7892,602}{0,0015074} \right) + \left(\frac{1129,31}{0,01084} \right)}{10^6} = 6,2718$$

МПа, з якого видно, що умова

$$\sigma \leq \sigma_d = 85,68 \text{ МПа} \text{ виконується.}$$

2.7. Визначення потужності електродвигуна приводу конвеєра

Розрахункове значення потужності двигуна N_D (кВт) визначається так

$$N_D = K \cdot \frac{N_p}{\eta} = \frac{1,25 \cdot 6,66}{0,8379} = 9,93 \text{ кВт,}$$

де N_p - розрахункова потужність конвеєра, кВт;

K - коефіцієнт запасу потужності, який враховує, що в разі вимушеної або випадкової зупинки конвеєра, його пуск може бути здійснений при повному завантаженні, тоді приймають $K = 1,25$;

η - к.к.д. приводу, який приймає таке значення:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,94 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,8379,$$

де η_1 - к.к.д. окремих послідовно з'єднаних елементів (η_1 - двоступінчастий редуктор; η_2 - муфта; η_3 - підшипники) (рис. 2.5).

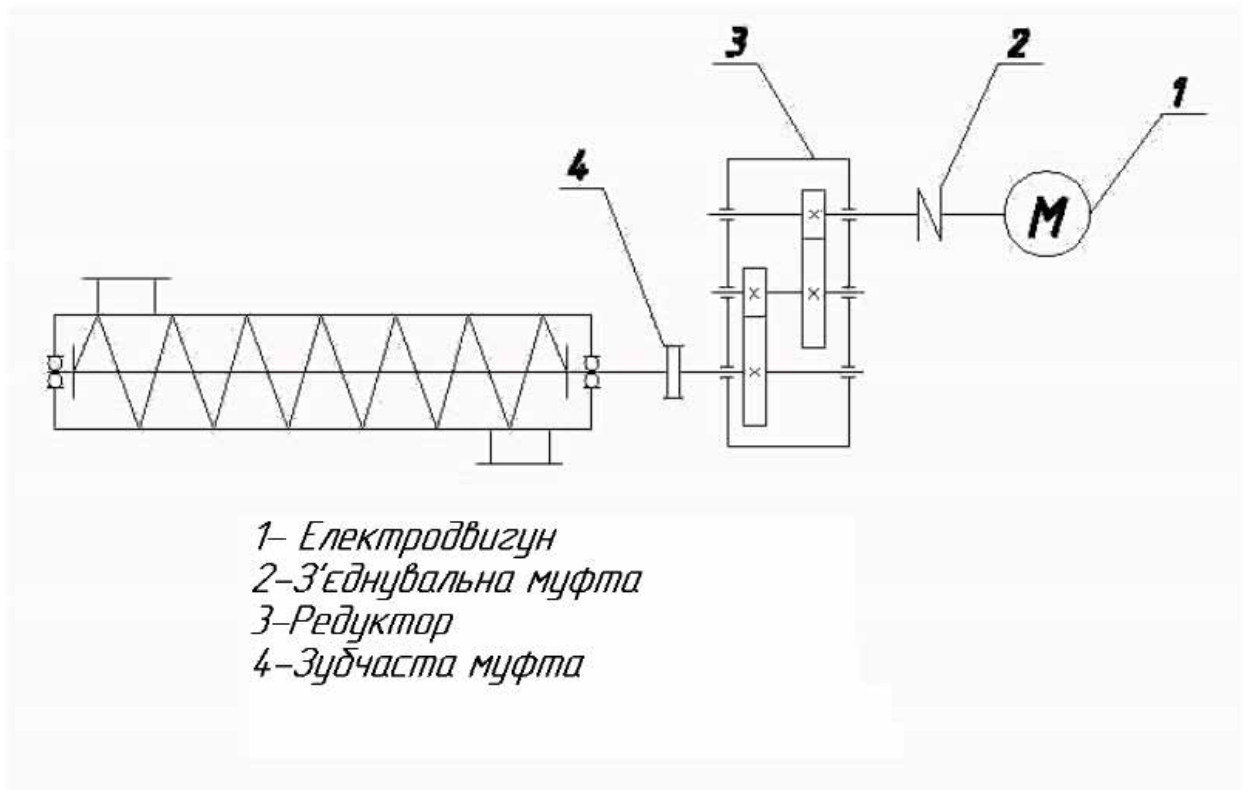


Рис. 2.5. Кінематична схема гвинтового конвеєра

Приймаємо електродвигун з потужністю $N_D = 11$ кВт .

За розрахункової потужності вибираємо електродвигун АІР132М4У3 з параметрами:

$n_d = 1450$ об/хв.- номінальна частота обертання валу

наВведіть тут рівняння.

2.8. Вибір редуктора

Передаточне число приводного механізму визначають за формулою

$$U = \frac{n_d}{n_p} = \frac{1450}{30} = 48$$

де n_d - частота обертання електродвигуна;

n_p - частота обертання гвинтового валу.

Необхідний номінальний крутний момент на вихідному валу редуктора

T_{ed} визначають за формулою

$$T_{ed} = \frac{N_{ed} \cdot 9550}{n_p} = 11 \cdot \frac{9550}{30} = 3501,6 \text{ Н*м,}$$

де N_{ed} - необхідна потужність електродвигуна, кВт.

Вибір стандартного редуктора здійснюємо за значеннями необхідного крутного моменту на вихідному валу редуктора і його передавального числа.

Вибираємо редуктор Ц2У-250 – циліндричний горизонтальний триступеневий з параметрами: передаточне число $U = 40$; момент на вихідному валу $T = 4000 \text{ Н*м}$.

Вибираємо також швидкохідну муфту МУВП-125 та тихохідну муфту МЗ-4000.

РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

3.1. Основи моделювання гвинтових конвеєрів

В сучасних умовах виробництва мають місце тенденції до підвищення продуктивності гвинтових конвеєрів, яка пропорційна збільшенню швидкості руху робочого органу (гвинта) та скороченням тривалості перехідних процесів (пуск, гальмування, аварійна зупинка та зміна швидкості руху) та зростання робочих навантажень і точності виконання робочих операцій, тому підвищуються вимоги до методів їхнього розрахунку.

Статичні методи розрахунку ведуть до невиправданого підвищення коефіцієнту запасу міцності і, як наслідок, збільшується маса гвинтових конвеєрів, а в інших випадках мають місце недостатньо надійні конструкції приводів та робочих органів, які руйнуються при динамічних перевантаженнях. Погодження конструкторських рішень з розв'язуванням задач динаміки руху дозволяє вже на етапі створення гвинтових конвеєрів вибрати його доцільну кінематичну та конструктивну схеми і оцінити точність виконання транспортних процесів.

В процесі руху гвинтового конвеєра на ділянках перехідних процесів (пуск або гальмування) в елементах конструкції та приводного механізму виникають коливання, які підвищують динамічні навантаження в приводному механізмі та робочому органі (гвинті). Такий режим руху приводить до накопичення втомних напружень в конструкції та робочому органі і, як наслідок, передчасному їхньому руйнуванню та негативно впливає на безпечну експлуатацію гвинтового конвеєра.

Гвинтовий конвеєр при русі на ділянках перехідних процесів характеризуються наявністю динамічних навантажень, що виникають в елементах приводного механізму та в робочому органі (гвинті). В робочому органі має місце нерівномірний рух, який викликаний конструктивними особливостями приводного механізму. Динамічні навантаження негативно впливають на елементи конструкції гвинтового конвеєра і призводять до передчасного руйнування його елементів, підвищення енергетичних витрат погіршення умов роботи. При

проведені досліджень динаміки руху гвинтового конвеєра переходять від його реальної конструкції до динамічної моделі руху. В динамічній моделі гвинтового конвеєра нехтують тими фізичними чинниками, які є несуттєві для даного розрахунку [1]. При побудові динамічної моделі гвинтового конвеєра враховують зосереджені маси, розподілені маси по довжині протяжних елементів, пружність елементів, залежності рушійних та гальмівних моментів електродвигунів від частоти обертання валу тощо. Модель конвеєра не повинна бути складною, але повинна відображати динамічні процеси в приводі та робочому органі. Крім того, вона повинна бути нескладною з метою спрощення розрахунків. Розв'язування задач динаміки гвинтового конвеєра базується на фактах виробничих спостережень та наукових досліджень. На їх основі проводиться формалізація руху гвинтового конвеєра і будується його динамічна модель. При побудові динамічної моделі виділяються його найбільш суттєві динамічні характеристики та властивості й проводиться їх опис за допомогою математичних рівнянь і формул. Побудована динамічна модель гвинтового конвеєра слугує основою для побудови його математичної моделі, яка представляється у вигляді математичних співвідношень або системи диференціальних рівнянь.

3.2. Побудова динамічної моделі гвинтового конвеєра

Основою для побудови динамічної моделі гвинтового конвеєра є його кінематична схема, яка представлена на рис.3.1. Вона складається з приводного електродвигуна – 1, пружної муфти – 2, циліндричного редуктора – 3, жорсткої зубчастої муфти – 4 та робочого органу (гвинтового валу) – 5. При вмиканні електродвигуна – 1 зерно взаємодіє з гвинтовим валом – 5 і переміщується вздовж жолоба від завантажувального вікна до розвантажувального.

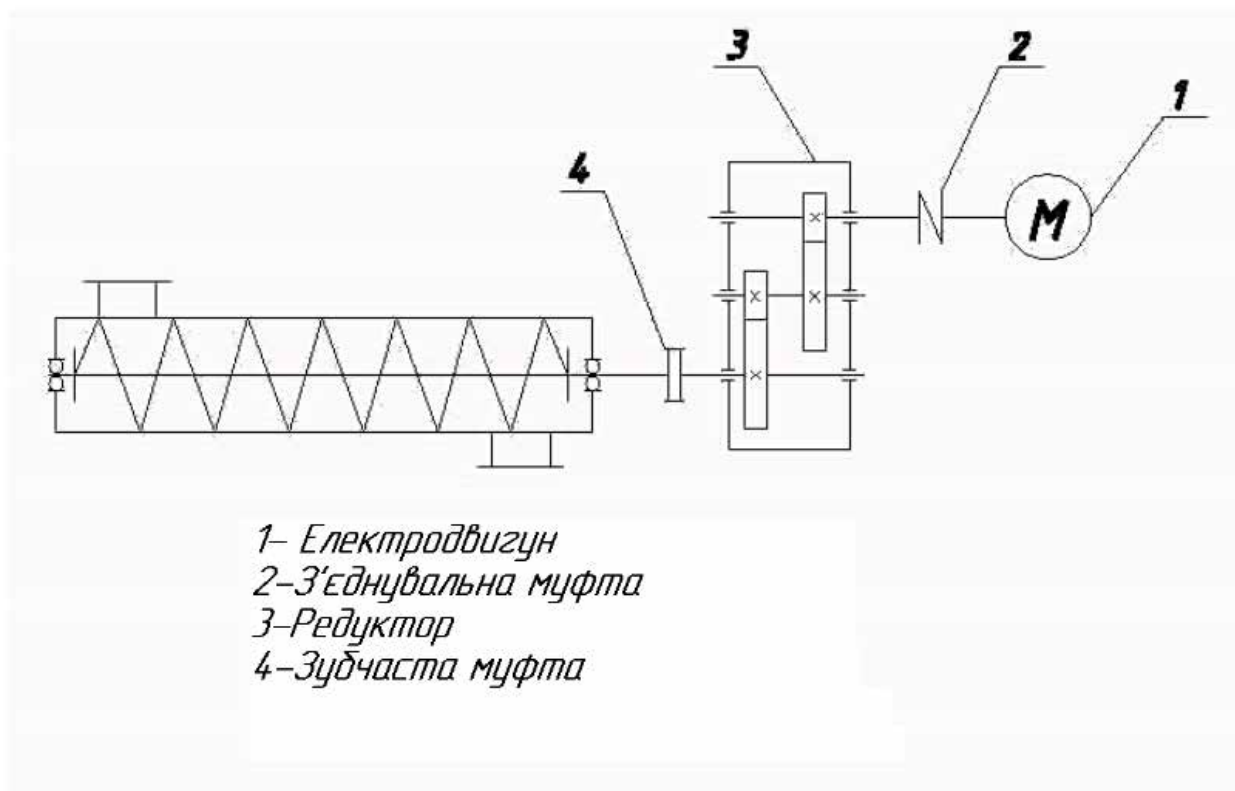


Рис.3.1. Кінематична схема гвинтового конвеєра

Гвинтовий конвеєр з приводним механізмом представимо як механічну систему, що складається з абсолютно твердих елементів, окрім пружної муфти, яка з'єднує ротор електродвигуна з входним валом редуктора. Таким чином, в прийнятій динамічній системі гвинтового конвеєра враховується основний рух, який визначається роботою приводного електродвигуна і додатковий коливальний рух, який залежить від коефіцієнта жорсткості пружної муфти та параметрів конструкції і характеристик діючих зовнішніх навантажень. Така динамічна модель гвинтового конвеєра буде мати дві ступені вільності, тому гвинтовий конвеєр представимо у вигляді двомасової динамічної моделі. Тут до першої маси ввійдуть ротор приводного електродвигуна та півмуфта, що з ним з'єднана. До другої маси входять всі інші елементи (півмуфта з гальмівним шківом, редуктор, жорстка муфта, гвинтовий вал) і зерновий вантаж, що транспортується гвинтовим конвеєром. Вантаж являє собою зернову суміш, яка використовується для годівлі тварин.

Всі елементи приведених мас динамічної моделі приводимо до осі пружної муфти, причому ротор електродвигуна приводиться до півмуфти, яка з

ним з'єднана, а всі інші елементи конвеєра та вантаж приводяться до другої півмуфти, яка з'єднана з вхідним валом редуктора. Таким чином, побудована двомасова динамічна модель гвинтового конвеєра, графічне зображення якої представлено на рис. 3.2.

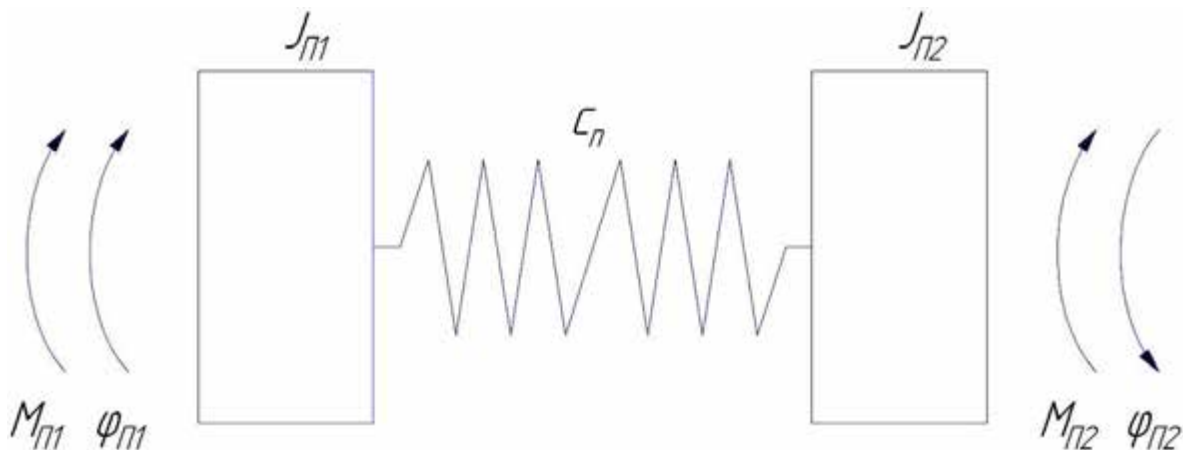


Рис. 3.2. Двомасова динамічна модель гвинтового конвеєра

В представленій на рис.3.2 динамічній моделі гвинтового конвеєра прийняті наступні позначення: $J_{П1}$ та $J_{П2}$ – відповідно приведені до осі пружної муфти моменти інерції першої та другої приведених мас гвинтового конвеєра; C_n – коефіцієнт жорсткості пружної муфти, що з'єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора; $M_{П1}$ та $M_{П2}$ – відповідно приведені до осі пружної муфти рушійний момент електродвигуна та момент, що діє на другу зведену масу від дії сил опору, що діють на гвинтовий вал конвеєра; $\varphi_{П1}$ – кутова координати повороту першої півмуфти приводного механізму (першої зведеної маси); $\varphi_{П2}$ – кутова координати повороту другої півмуфти приводного механізму (другої зведеної маси). До першої приведеної маси динамічної моделі входять ротор електродвигуна та півмуфта, що з ним з'єднана. До другої приведеної маси динамічної моделі входять півмуфта, що з'єднана з вхідним валом редуктора, редуктор, жорстка муфта, що з'єднує вихідний вал редуктора з гвинтовим валом і сипкий вантаж, що транспортується і переміщується.

Для визначення моменту інерції першої приведеної маси прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реального гвинтового конвеєру T_1 до кінетич-

ної енергії першої приведенної маси динамічної моделі $T_{екв.}$. Після чого будемо мати

$$T_I = T_{екв.} \quad (3.1)$$

З рівняння (3.1) з урахуванням виразів кінетичних енергій визначаємо величину моменту інерції першої приведенної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра, яка визначається за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$I_{П1} = I_{дв} + \frac{1}{2}I_{м.п.} = 0,04 + 0,004 = 0,044 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.2)$$

Таким же чином визначаємо момент інерції другої приведенної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра. Тут кінетичну енергію другої приведенної маси динамічної моделі прирівнюємо до кінетичної енергії другої частини реального механізму гвинтового конвеєра, які представляються такими виразами:

$$T_e = \frac{1}{2} * I_{п2} * \omega_{дв}^2; \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} T_{2p} &= \frac{1}{2} * \frac{I_{м.ж.}}{2} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2}I_2 * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2}I_M * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2}I_{зуб.} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2}I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} \\ &* I_{к.б.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2}m * V^2 = \frac{1}{2} * I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * I_{к.б.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2}m * V^2 \\ &= \frac{1}{2} \left(I_{м.п.} * \omega_{дв}^2 + I_2 * \omega_{дв}^2 + I_M * \omega_{дв}^2 + I_{зуб.} \left(\frac{\omega_{дв}}{U} \right)^2 \right) \\ &= I_{м.ж.} \left(\frac{\omega_{бв}}{U} \right)^2 + I_{п.б.} \left(\frac{\omega_{дв}}{U} \right)^2 + m \left(\frac{\omega_{дв}}{U} * \frac{D_{п.б.}}{2} * \frac{1}{4} \right)^2 \\ &= \frac{1}{2} \omega_{дв}^2 \left(\frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_M + I_{зуб.} \frac{1}{U^2} + I_{м.ж.} \frac{1}{U^2} + I_{п.б.} \frac{1}{U^2} + m \frac{1}{U^2} * \frac{D_{п.б.}^2}{4} \right) \\ &* \frac{1}{16} \left) \right). \quad (3.4) \end{aligned}$$

Після прирівнювання виразів (3.3) та (3.4) з отриманого рівняння визначаємо приведений момент інерції другої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

$$I_{п2} = \frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_{ш} + I_{з.к} \frac{1}{U^2} + I_{к.б.} \frac{1}{U^2} + m * \frac{1}{U^2} * \frac{D_{к.б.}}{4} * \frac{1}{16}. \quad (3.5)$$

В результаті підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у вираз (3.5) знайдемо числове значення моменту інерції другої приведеної маси

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

Момент сил опору повороту гвинтового валу з вантажем, приведений до осі повороту пружної муфти, дорівнюєведеному моменту сил другої маси динамічної моделі і представляється залежністю

$$M_2 = m * g * \frac{1}{4} * \frac{P}{2} * \frac{1}{U} / (\eta_{пол.} * \eta_{м.ж.} * \eta_{ред.} * \eta_{бар.} * \eta_{м.п.} * \eta_{під.}). \quad (3.6)$$

В результаті підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у вираз (3.6) знайдемо числове значення моменту сил другої приведеної маси, який набуває такого 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 такою формулою

$$c = \frac{M_{\max дв.}}{\Delta\varphi}. \quad (3.7)$$

В результаті підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у вираз (3.7) знайдемо числове значення коефіцієнту жорсткості пружної муфти, яке приймає таке значення:

$$\omega = \frac{865 \cdot 3,14}{30} = 90,5 \text{ Рад/с};$$

$$C = \frac{M_{\text{НОМ}} \cdot \lambda}{\Delta\varphi} = \frac{P_{\text{НОМ}} \cdot \lambda}{\omega \cdot \Delta\varphi} = \frac{3500}{90,5} \cdot \frac{2,75}{\frac{3 \cdot 3,14}{180}} = \frac{106,35}{0,05} = 2127 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{Рад}}. \quad (3.8)$$

Синхронна кутова швидкість ротора електродвигуна гвинтового конвеєра визначається за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{3} = 104,6 \text{ Рад/с}. \quad (3.9)$$

Номінальне ковзання електродвигуна гвинтового конвеєра визначається за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$S_{\text{НОМ}} = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{НОМ}}}{\omega_0} = \frac{104,6 - 90,5}{104,6} = 0,13. \quad (3.10)$$

Критичне ковзання електродвигуна визначається наступною залежністю при такому числовому значенні

$$S_{\text{кр}} = S_{\text{НОМ}} (1 - \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,13 (1 - \sqrt{2,75^2 - 1}) = 0,33. \quad (3.11)$$

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

$$M_{\text{дв.}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\frac{S}{S_{\text{кр.}}} + \frac{S_{\text{кр.}}}{S}}, \quad (3.12)$$

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

3.3. Побудова математичної моделі гвинтового конвеєра

Використовуючи динамічну модель гвинтового конвеєра (рис. 3.2) та принцип динамічної рівноваги Даламбера, побудуємо математичну модель гвинтового конвеєра. Для цього розглянемо динамічну рівновагу кожної з мас двомасової динамічної моделі з прикладеними до них зовнішніми силами, силами інерції кожної з мас, а також моменту сил реакції зв'язку між приведеними масами динамічної моделі. В цьому випадку приведені маси динамічної моделі будуть мати вигляд, який показано на рис.3.3 та рис.3.4.

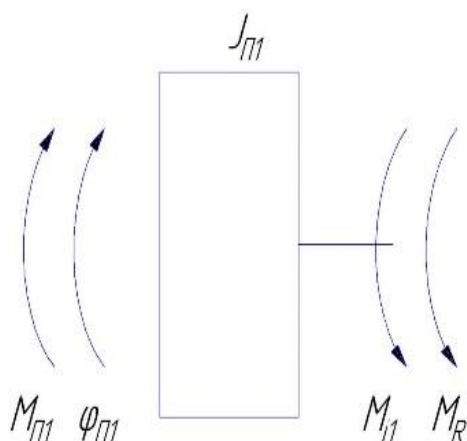


Рис. 3. 3. Перша маса моделі

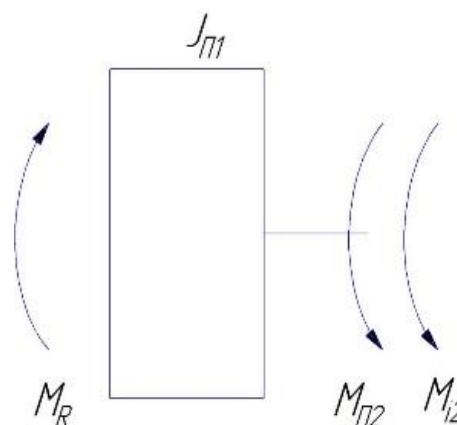


Рис. 3.4. Друга маса моделі

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

$$\begin{cases} M_{\Pi 1} - M_{i1} - M_R = 0; \\ M_R - M_{\Pi 2} - M_{i2} = 0. \end{cases} \quad (3.13)$$

Тут M_{i1} – момент сил інерції першої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра; M_{i2} – момент сил інерції другої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра; M_R – момент сил реакції пружного зв'язку приведених мас динамічної моделі. Моменти сил інерції та момент сил реакції

пружного зв'язку між масами динамічної моделі визначаються такими виразами:

$$M_{i1} = J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1. \quad (3.14)$$

$$M_{i2} = J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (3.15)$$

$$M_R = C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (3.16)$$

В результаті підстановки виразів (3.14),..., (3.16) в систему рівнянь (3.13) будемо мати таку систему диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} M_{\Pi 1} - J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ C_n(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{\Pi 2} - J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases}. \quad (3.17)$$

Отриману систему диференціальних рівнянь (3.17) представимо в наступному виді:

$$\begin{cases} J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{\Pi 1} - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -M_{\Pi 2} + C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases}. \quad (3.18)$$

Тут J_{n1}, J_{n2} - відповідно моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра; M_{n1}, M_{n2} - зведені моменти сил першої та другої зведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра; c - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу гвинтового конвеєра зведений до запобіжної муфти, що з'єднує ротор електродвигуна з вхідним валом ра; φ_1, φ_2 - кутові координати відповідно першої та другої зведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра. До першої зведеної маси входять ротор електродвигуна та половина муфти, що з ним з'єднана, а до другої зведеної маси входять друга половина муфти, редуктор жорстка зубчаста муфта та гвинтовий вал з зерном, що транспортується.

Система диференціальних рівнянь (3.18) є нелінійною системою диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами. В отриманій системі рівнянь нелінійність викликана нелінійністю рушійного моменту приводного електродвигуна відносно кутової швидкості першої узагальненої координати, який описується рівнянням Клосса. Розв'язувати таку систему рівнянь (3.18) аналітичними методами немає можливості, тому для її розв'язування доцільно скористатись чисельними методами, розробленими, наприклад в програмному середовищі Wolfram Mathematica.

РОЗДІЛ 4. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

4.1. Основні положення динаміки руху гвинтових конвеєрів

Робота гвинтових конвеєрів супроводжується значними навантаженнями в елементах робочого органу, зокрема гвинтового валу, спіралі шнека, жолоба та приводного механізму. Навантаження на елементи конструкції гвинтового конвеєра носять, як правило, змінний характер періодичної дії. Такий вид навантажень приводить до змінних циклічних напружень в елементах робочого органу та приводного механізму. Наявність циклічних напружень сприяє втомному руйнуванню основних елементів гвинтового конвеєра. Серед навантажень, що діють на елементи конструкції гвинтового конвеєра домінуюче роль відіграють динамічні навантаження, тому дослідження динамічних навантажень при роботі гвинтових конвеєрів є досить актуальною задачею при їхньому проектуванні. Особливу роль відіграє дія динамічних навантажень при підвищенні продуктивності гвинтових конвеєрів за рахунок збільшення робочих швидкостей.

Новітні розробки, обладнання транспортно-технологічних механізмів, зокрема, багатофункціональних гвинтових конвеєрів неперервної дії повинні базуватися на коректних фізичних і математичних моделях процесів, які відбуваються при транспортно-технологічних операціях та можуть бути реалізовані доступними математичними методиками. Тому важливою задачею є створення й обґрунтування параметрів нових конструкцій високоефективних багатофункціональних гвинтових систем з розширеними транспортно-технологічними можливостями шляхом розробки методології їхнього проектування та конструктивного і технологічного удосконалення із розвитком відповідних механіко-технологічних основ, що має важливе народногосподарське значення.

Проведений аналіз досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві показує напрямок підвищення їхньої ефективності шляхом створення і дослідження конструкцій багатофункціональних гвинтових конвеєрів з розширеною зоною обслуговування. У результаті здійснення аналізу особливостей проектування багатофункціональних гвинтових конвеєрів сучасних методів пошуку техніч-

них рішень із використанням теорій моделювання та синтезу з'ясовано, що існує ряд невирішених теоретичних та практичних питань, пов'язаних з проблемами розробки ефективних гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини та траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів. Тому є потреба у розвитку та розробці нових конструкцій багатофункціональних гвинтових конвеєрів

Дослідження динамічних процесів у робочому режимі гвинтового конвеєра і побудова математичної моделі динаміки системи гвинтовий конвеєр і сипке робоче середовище є досить важливими з позицій підвищення ефективності транспортування зернистих вантажів. Важливою задачею в дослідженні гвинтових конвеєрів є математичне моделювання згинальних коливань гвинтового валу, який обертається навколо нерухомої осі зі сталою кутовою швидкістю за умови, що вздовж нього рухається зі сталою швидкістю суцільний потік однорідного сипкого середовища. За такою моделлю визначаються власні частоти згинальних коливань гвинтового валу, а також закономірності зміни амплітуди та частоти коливального процесу. Для нерезонансних коливань параметри згинальних коливань гвинтового валу не залежать від його малих крутильних коливань та зовнішнього періодичного збурення зі сторони транспортуємого сипкого матеріалу. Резонансна частота із зростанням кутової швидкості обертання гвинтового валу зменшується, а амплітуда при цьому зростає. Процес переміщення сипкого вантажу гвинтовими конвеєрами супроводжується зростанням амплітуди проходження через резонанс. Дослідження цього процесу є досить важливими і вимагають використання сучасного математичного апарату диференціальних рівнянь і значним аналізом їхнього розв'язку при зміні конструктивних та режимних параметрів гвинтових конвеєрів.

Важливими є також дослідження математичних моделі коливань гвинтового валу гвинтового конвеєра при змішуванні компонентів гвинтовими конвеєрами. На основі виведених залежностей отримані частоти власних коливань валу від кутової швидкості обертання гвинта, погонної маси матеріалу та стискуючого зусилля. Значення резонансної амплітуди коливань в значній мірі залежить від швидкості

руху сипкого матеріалу, кутової швидкості гвинтового валу. На основі проведеного аналізу досліджень приходимо до висновку щодо необхідності дослідження динамічних процесів при виконанні транспортних та технологічних операцій гвинтовими конвеєрами змішувачами.. Для досягнення високої однорідності змішування по об'єму суміші важливими є динамічні процеси, які мають місце при взаємодії гвинтового валу із сипким середовищем гвинтових конвеєрів змішувачів.

Проведений аналіз досліджень динамічних процесів в гвинтових конвеєрах показує доцільність та необхідність такого напрямку в удосконаленні конструкції, робочого органу та приводного механізму гвинтового конвеєру при транспортуванні та змішуванні сипких зернових сільськогосподарських вантажів.

4.2. Результати динамічного аналізу конвеєра

В розділі були виконані розрахунки, необхідні для проведення динамічного аналізу гвинтового конвеєра. Визначені вихідні дані, необхідні для розрахунку гвинтового конвеєра. Для визначення кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик використано побудовану раніше математичну модель, яка описує динаміку руху складових механізмів гвинтового конвеєра (рис.3.1). В результаті проведених розрахунків побудовані графічні залежності кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик стрічкового конвеєру (рис.4.1 – 4.8), а також визначені їхні максимальні та середні значення (табл.4.1, табл.4.2).

З отриманих графічних залежностей можна бачити, що усі кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики гвинтового конвеєра на ділянці пуску змінюються в коливальному режимі. При переході на усталений режим руху коливання усуваються. При цьому спостерігаються значні перевищення максимальних значень кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик над їхніми усталеними значеннями.

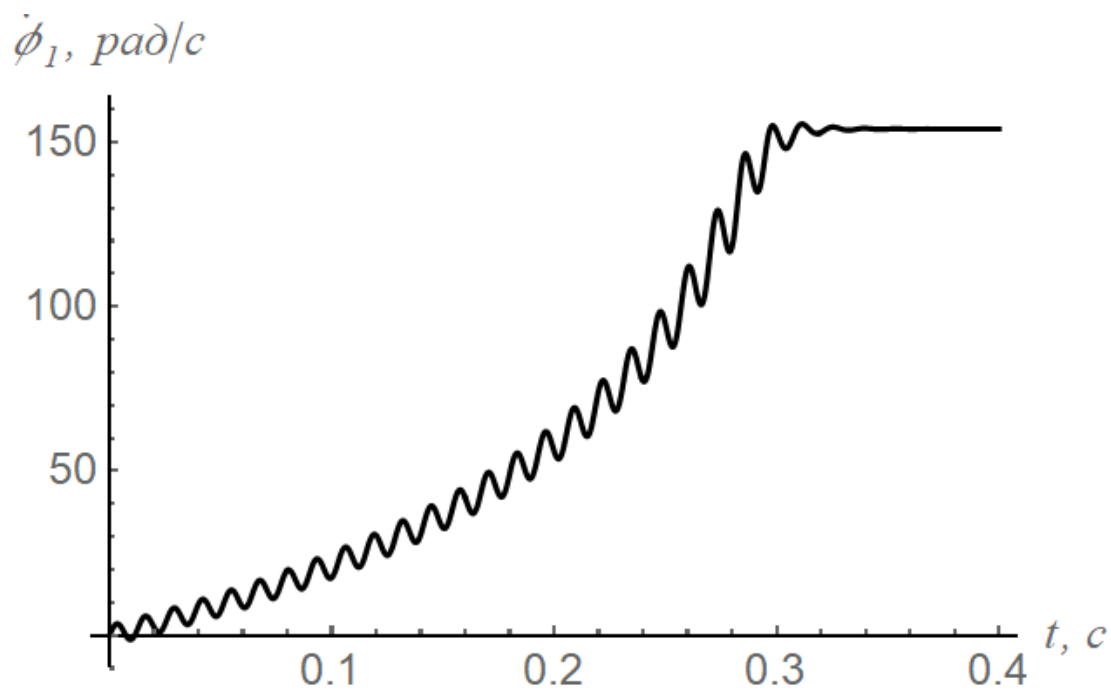


Рис. 4.1 - Кутова швидкість ротора електродвигуна

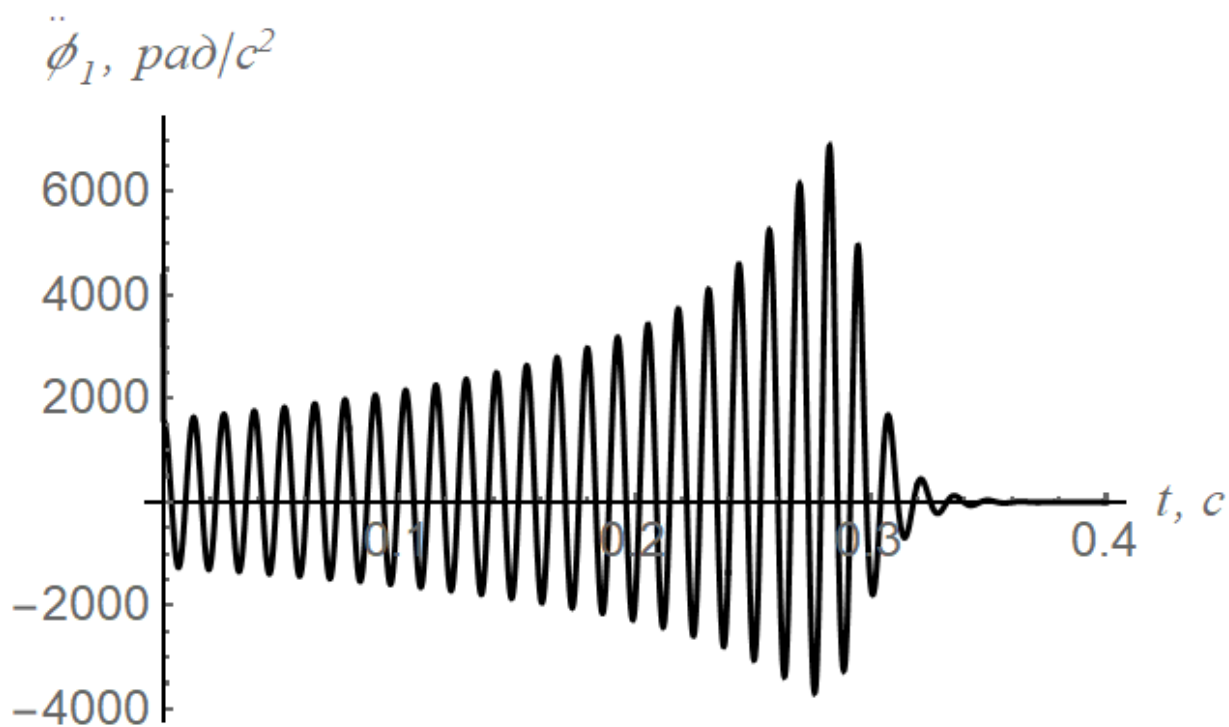


Рис.4.2 - Кутове прискорення ротора електродвигуна

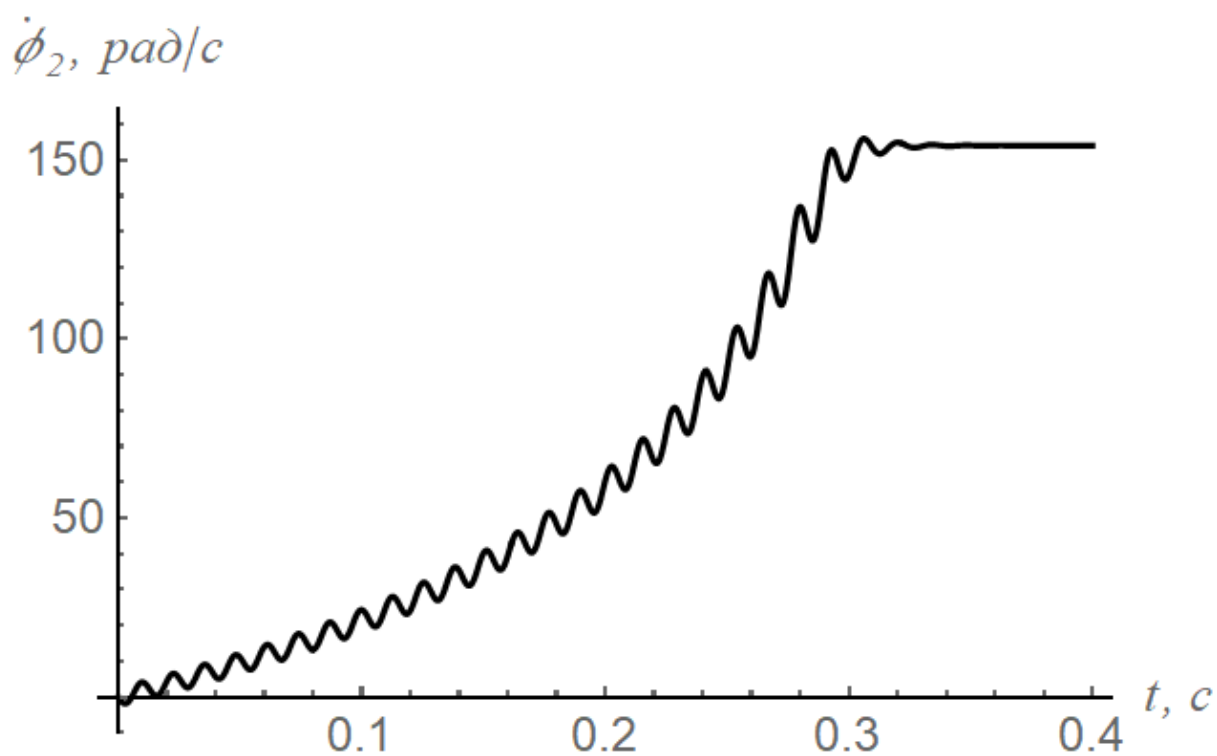


Рис.4.3 - Кутова швидкість гвинтового валу зведена до ротора електродвигуна

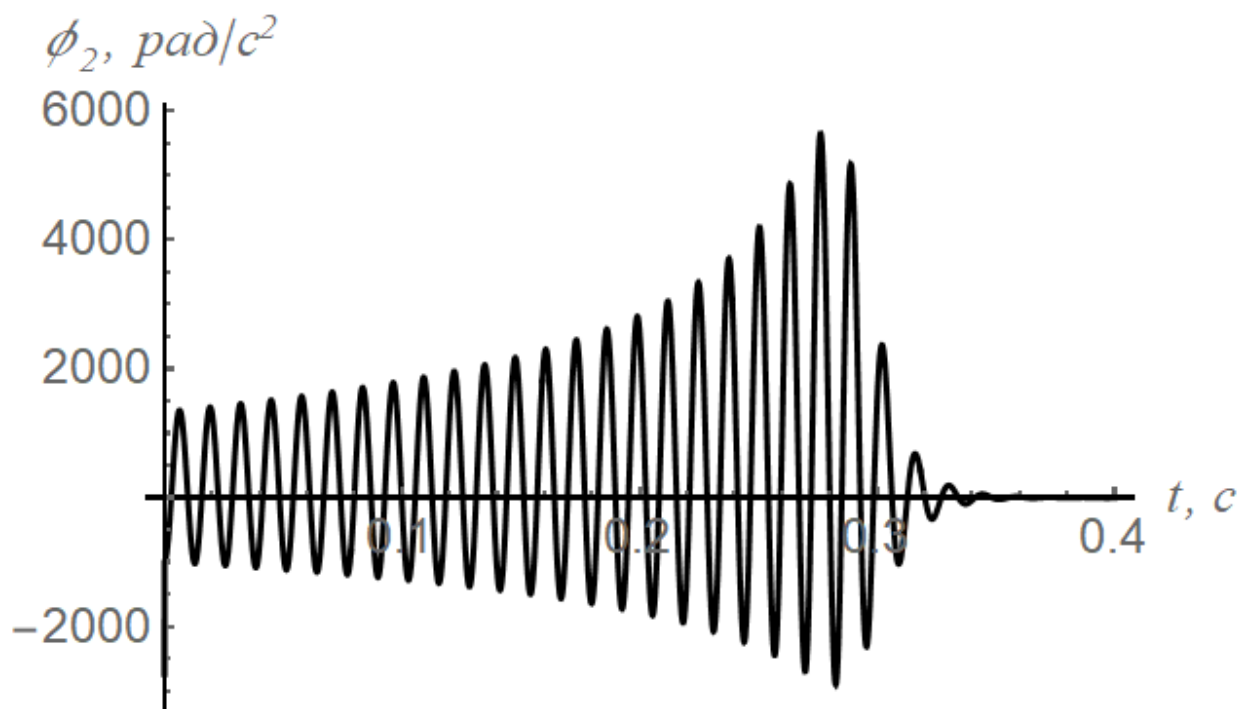


Рис.4.4 - Кутове прискорення гвинтового валу зведене до ротора електродвигуна

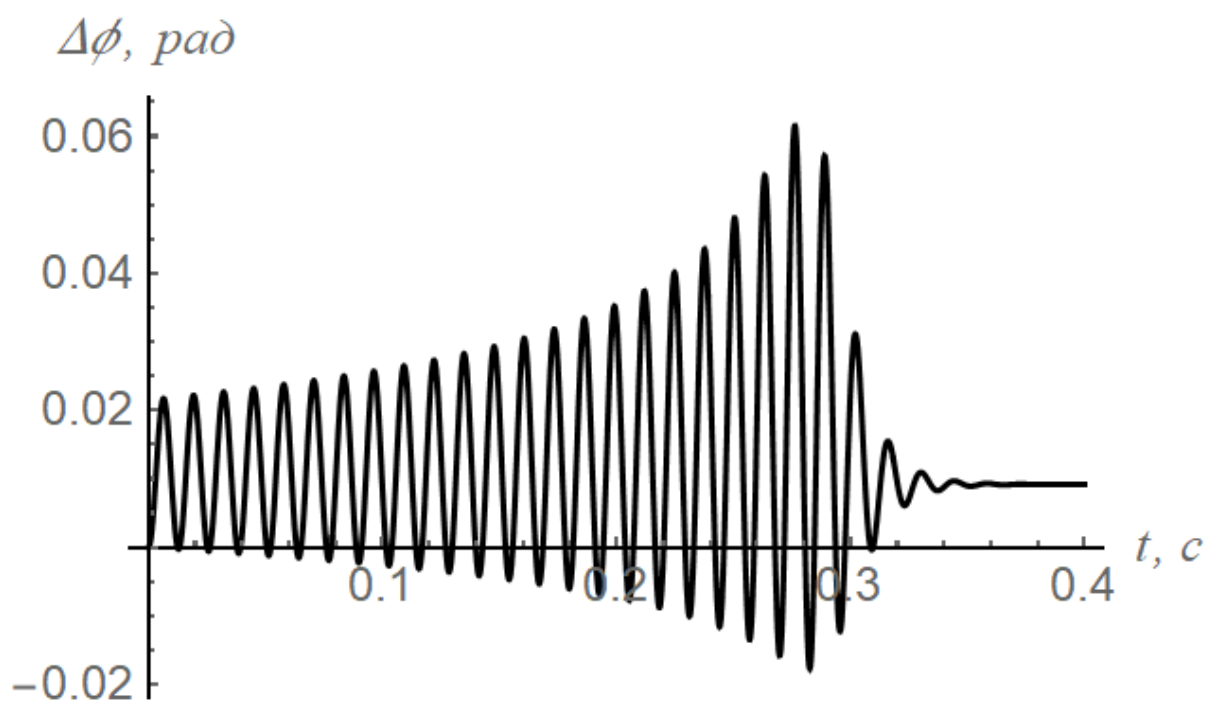


Рис.4.5 – Деформація в пружній муфті приводного механізму

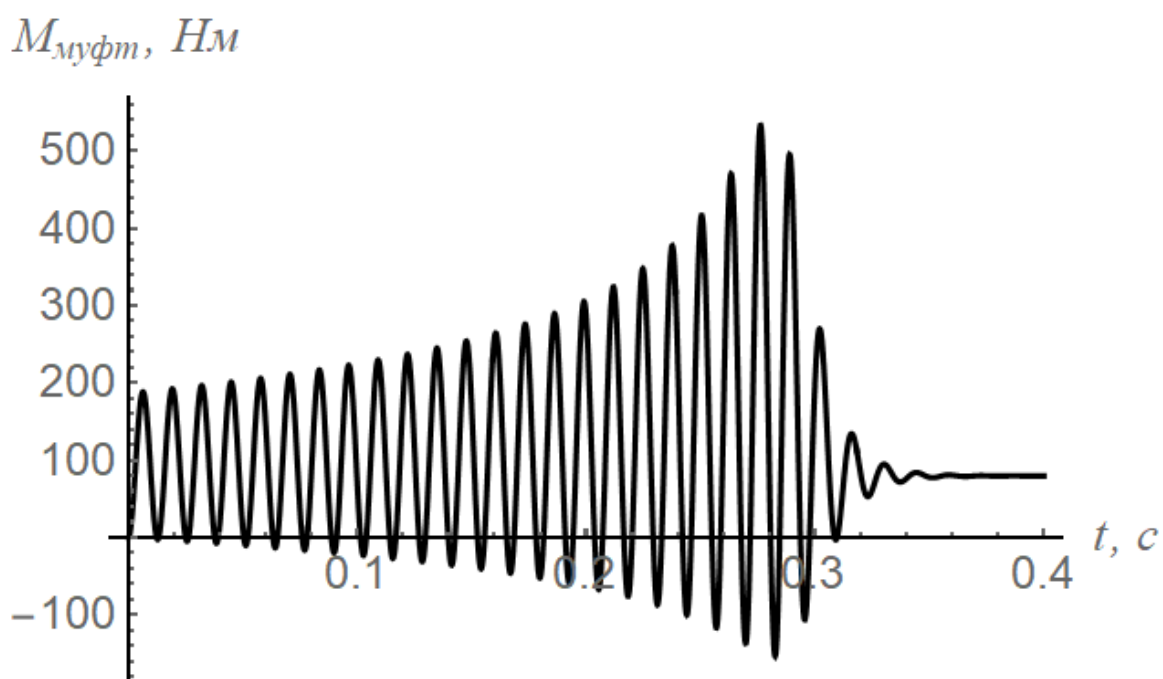


Рис.4.6 – Момент в пружній муфті приводного механізму

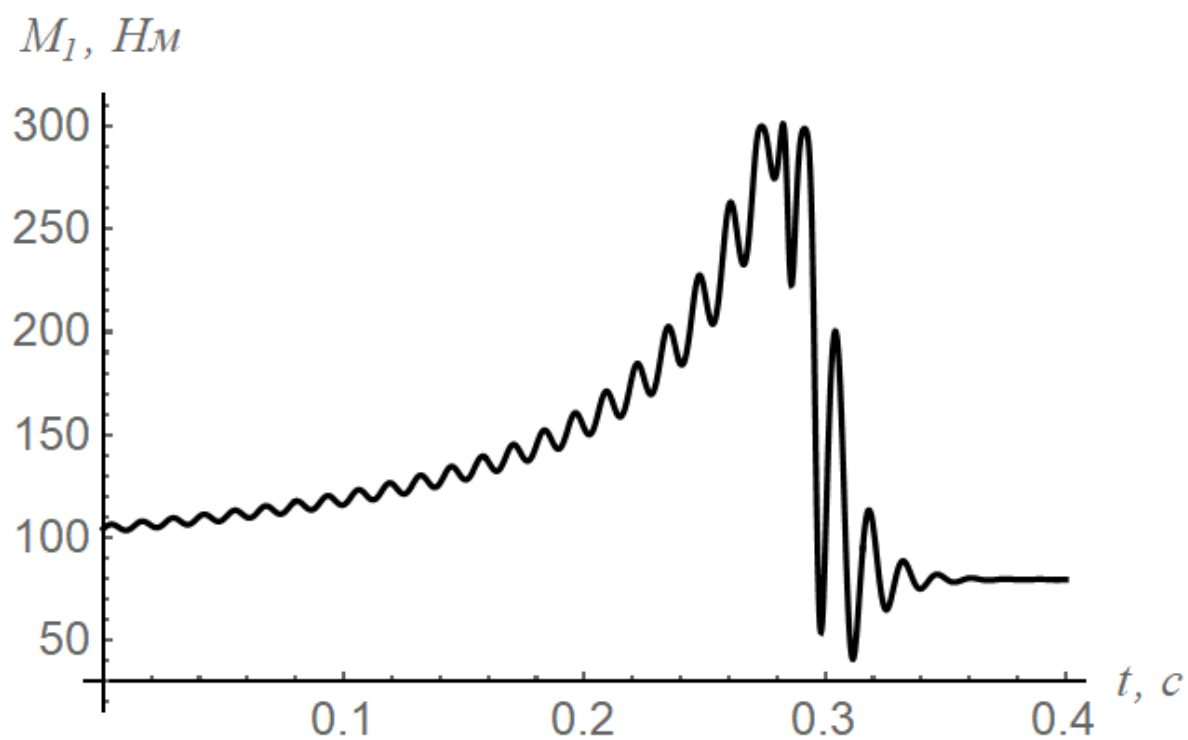


Рис.4.7 – Рушійний момент приводного механізму

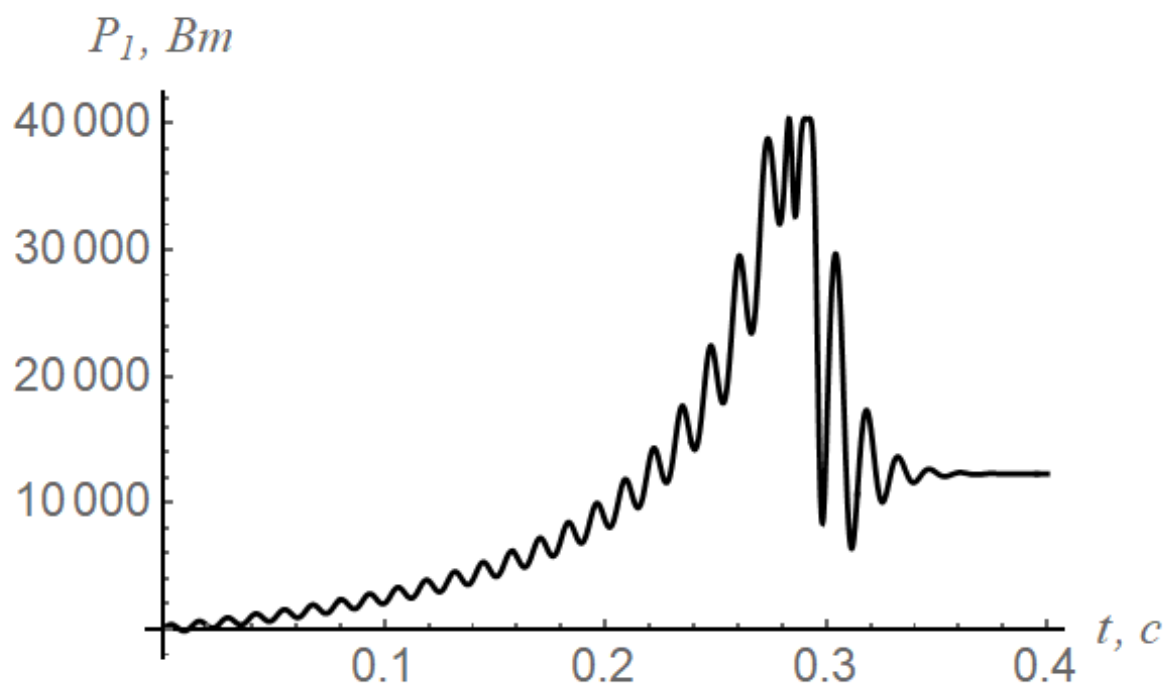


Рис.4.8 – Потужність приводного механізму на валу електродвигуна

В результаті проведених розрахунків визначені максимальні та середні значення кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик гвинтового конвеєру, які наведені в табл.4.1 і табл.4.2.

Таблиця 4.1

Максимальні значення характеристик

Величина	Значення
Коефіцієнт динамічності муфти	6,12
Перевантаження двигуна за потужністю	2,69
Максимальна кутова деформація муфти, град	3,51
Перевантаження двигуна за крутним моментом	3,5
Максимальне прискорення ротора двигуна	6882 рад/с ²
Максимальне прискорення вхідного валу редуктора	5655 рад/с ²

Проаналізуємо динаміку роботи пружної муфти. Як видно із табл. 4.1., її коефіцієнт динамічності складає 6,12. Це означає, що максимальна деформація на стадії пуску, при коливаннях, в стільки разів більша за деформацію в усталеному режимі роботи. Перевантаження двигуна за рушійним моментом становить 3,5, що перевищує допустиме значення для двигунів даного типу на 18%.

Таблиця 4.2

Середні значення характеристик

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

За результатами проведених розрахунків видно, що значення середньої потужності електродвигуна не перевищує номінальної, але максимальна поту-

жність складає 40374 Вт, що перевищує номінальну в 2,69 рази. При цьому зростання потужності двигуна відбувається за дуже короткий проміжок часу, що може привести до різкої зміни струму в обмотках ротора двигуна.

Перевантаження електродвигуна за крутним моментом становить 3,5, що перевищує допустиме значення на 18%. Це означає, що електродвигун працює з перевантаженням на ділянці пуску.

4.3. Висновки

Динамічний аналіз гвинтового конвеєра проводиться з метою визначення навантажень на його ланки та характер їхньої зміни в перехідному процесі пуску приводного механізму. За результатами проведеного розрахунку побудовані графічні залежності кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик руху гвинтового конвеєра, з яких можна спостерігати коливальні процеси, які негативно впливають на надійність та довговічність конструкції та приводного механізму конвеєра. Так, наприклад, максимальні значення рушійного моменту приводу та моменту в пружній муфті в період пуску значно перевищують ці значення при усталеній роботі гвинтового конвеєра. Причому це перевищення досягає декількох разів. Це необхідно враховувати при проектуванні гвинтового конвеєра і при необхідності повторно розробляти конструкції вибирати нові вузли приводу та робочого органу для гвинтового конвеєра. Також передавальний механізм приводу гвинтового конвеєра працює з перевантаженнями, які здатні викликати достатньо значні коливання, що приводить до зменшення працездатності, надійності та довговічності його елементів.

Проведений динамічний аналіз руху гвинтового конвеєра показав необхідність у застосуванні систем плавного пуску приводного механізму конвеєра, яка дозволить гасити коливання в найбільш навантажених вузлах. Плавний пуск може бути здійснений шляхом розробки математичного апарату оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра.

РОЗДІЛ 5. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

5.1. Вибір критерію оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра

В процесі оптимального керування рухом гвинтового конвеєра за параметр керування обирають кутову швидкість або прискорення робочого органу (гвинтового валу) з вантажем чи рушійне зусилля приводного механізму.

При виборі параметром керування кутової швидкості робочого органу з вантажем, режим керування являє собою кусково-сталу функцію і її практично неможливо реалізувати на реальному гвинтовому конвеєрі з асинхронним електродвигуном. Тому обрати кутову швидкість робочого органу (гвинта) з вантажем, як параметр керування для гвинтового конвеєра є недоцільно і практично не реально реалізувати в реальних умовах експлуатації гвинтового конвеєра.

Для гвинтового конвеєра не важливо, який з параметрів керування обирати, адже кутове прискорення робочого органу та рушійний момент приводного механізму є параметрами, які лінійно залежать між собою. Для гвинтового конвеєру кутове прискорення шнека залежить не тільки від рушійного зусилля приводного механізму, а ще й від взаємодії з вантажем (зерном), що переміщується.

Якщо параметром керування обрати кутове прискорення шнека (гвинтового валу) конвеєра, то це кутове прискорення для максимальної швидкодії гвинтового конвеєра повинно бути сталою величиною та максимально допустимим на кожному етапі руху. Такий режим керування рухом не дозволяє сприяти максимально можливому скороченню тривалості перехідного циклу руху гвинтового конвеєра. Щоб реалізувати стале кутове прискорення робочого органу з вантажем необхідно встановити спеціальний регульований приводний механізм.

Найбільш доцільним є вирішення задачі оптимального керування рухом гвинтового конвеєра, якщо обрати в якості параметра керування рушійний момент приводу або швидкість його зміни в часі. Рушійний момент обмежується,

однак він має більш природний характер, в порівнянні з обмеженням кутового прискорення робочого органу (гвинта) з вантажем.

З динамічного аналізу руху гвинтового конвеєра встановлено, що мають місце високочастотні коливання практично усіх характеристик руху гвинтового конвеєра зі значними амплітудами коливань. Оскільки високочастотні коливання елементів конструкції гвинтового конвеєра в значній мірі залежать від швидкості зміни рушійного моменту, то саме цей параметр з метою зменшення коливальних процесів доцільно обрати в якості параметра керування. Так як є потреба в оптимізації режиму руху конвеєра протягом всього процесу пуску, то параметр керування повинен носити інтегральний характер протягом всієї ділянки руху гвинтового конвеєра.

В результаті проведеного дослідження приходимо до висновку, що за критерій оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра бажано обрати середньоквадратичне значення швидкості зміни в часі рушійного моменту приводу за час пуску, яке визначається наступною залежністю

$$\dot{M}_n = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{M}_n^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5.1)$$

де t - час; t_1 - тривалість перехідного процесу пуску гвинтового конвеєра з вантажем (зерном); \dot{M}_n - швидкість зміни пружного моменту в запобіжній муфті гвинтового конвеєра.

Наведений критерій характеризує динамічні процеси, які мають місце при роботі гвинтового конвеєра під час процесу пуску, коли виникають інтенсивні високочастотні коливання в приводі та робочого органу (гвинтового валу) конвеєра. Цей критерій інтегральний за формою, відображає динамічні властивості гвинтового конвеєра і оцінює його режим руху на всій ділянці пуску. Обраний критерій для кожного режиму руху приймає конкретне числове значення за час пуску конвеєра, тому він може бути використаний для оцінки режиму руху в процесі пуску. Це значить, що обраний критерій дозволяє оцінювати режими

пуску і вибирати серед них найкращі з метою усунення коливань та мінімізації динамічних навантажень.

5.2. Визначення оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра

Для проведення оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра використаємо двомасову динамічну модель, яка розроблена в третьому розділі і в графічному вигляді представлена на рис.3.2. Цій моделі однозначно відповідає система двох диференціальних рівнянь другого порядку, яка є математичною моделлю динаміки руху гвинтового конвеєра. Ця математична модель отримана на основі використання принципу динамічної рівноваги Даламбера і представляється системою двох диференціальних рівнянь (3.18).

З динамічного аналізу попереднього розділу встановлено, що найбільші динамічні навантаження коливального характеру виникають в пружному елементі приводу, тому за критерій оптимізації обрано середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в запобіжній муфті, що визначається залежністю (5.1).

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (3.18) виразимо момент в пружному елементі динамічної моделі гвинтового конвеєра. Взявши похідну за часом від виразу цього моменту, знайдемо швидкість зміни пружного моменту в пружній муфті гвинтового конвеєру, яка визначається наступним чином

$$\dot{M}_n = c(\varphi_1 - \varphi_2) = J_{n2}\ddot{\varphi}_2. \quad (5.2)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (5.1) з урахуванням виразу (5.2) є рівняння Ейлера-Пуассона, яке має наступний вигляд

$$\frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f_{12}}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f_{12}}{\partial \ddot{\varphi}_2} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f_{12}}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} + \frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (5.3)$$

В рівнянні (5.3) функція f_{12} має такий вигляд

$$f_{12} = (J_{n2}\ddot{\varphi}_2)^2 \quad (5.4)$$

В результаті підстановки виразу (5.4) в рівняння (5.3) отримаємо диференціальне рівняння шостого порядку

$$\ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0. \quad (5.5)$$

В результаті послідовного інтегрування диференціального рівняння (5.5) за часом отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{\ddot{\varphi}}_2 &= C_1; \\ \ddot{\dot{\varphi}}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \\ \dot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^4}{24} + \frac{C_2 t^3}{6} + \frac{C_3 t^2}{2} + C_4 t + C_5; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^5}{120} + \frac{C_2 t^4}{24} + \frac{C_3 t^3}{6} + \frac{C_4 t^2}{2} + C_5 t + C_6, \end{aligned} \quad (5.6)$$

де C_1, \dots, C_6 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху гвинтового конвеєра представленого двомасовою динамічною моделлю:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad \varphi_1 &= \varphi_2 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0; \\ t = t_1: \quad \dot{\varphi}_1 &= \dot{\varphi}_2 = v; \quad \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 = 0. \end{aligned} \quad (5.7)$$

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (3.18) виразимо залежності між координатами першої та другої зведених мас та їхніми похідними за часом:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_2 + \frac{J_{n2}\ddot{\varphi}_2 + M_{n2}}{c}; \\ \dot{\varphi}_1 &= \dot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c; \\ \ddot{\varphi}_1 &= \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\ddot{\varphi}}_2/c; \\ \ddot{\dot{\varphi}}_1 &= \ddot{\dot{\varphi}}_2 + J_{n2}\ddot{\ddot{\varphi}}_2/c. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Для знаходження постійних інтегрування зведемо крайові умови (5.7) до координати другої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра та її похідних за часом. Після чого отримаємо 6 нових крайових умов, які замінюють умови (5.7) і представляються наступним чином:

$$\begin{aligned} t = 0: \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = -M_{n2}/J_{n2}, \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0; \\ t = t_1: \dot{\varphi}_2 = v, \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0. \end{aligned} \quad (5.9)$$

Після підстановки умов (5.9) в залежності (5.6) визначимо постійні інтегрування, які мають вигляд:

$$\begin{aligned} C_1 = -24(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^3; \quad C_2 = 12(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^2; \\ C_3 = 0; \quad C_4 = -M_{n2}/J_{n2}; \quad C_5 = 0; \quad C_6 = 0. \end{aligned} \quad (5.10)$$

Після підстановки постійних інтегрування (5.10) в залежності (5.6), знайдемо кінематичні характеристики другої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра, а через них за виразами (5.8) – кінематичні характеристики першої зведеної маси. В результаті знаходження кінематичних характеристик зведених мас динамічної моделі виразимо силові та енергетичні характеристики приводу гвинтового конвеєра:

- момент в пружній муфті приводного механізму гвинтового конвеєра, який має вигляд

$$- \quad = \quad \ddot{\quad} + \quad ;$$

- рушійний момент на валу приводного електродвигуна,

$$- \quad = \quad \ddot{\quad} + \quad ;$$

- швидкість зміни пружного моменту в пружній муфті гвинтового конвеєра

$$- \quad \dot{\quad} = \quad \ddot{\quad} ;$$

- потужність на валу приводного електродвигуна

$$- \quad P = \quad \dot{\quad} .$$

5.3. Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра

В результаті проведеної оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра, представленого двомасовою динамічною моделлю побудовано графічні залежності кінематичних (рис. 5.1 – 5.4), динамічних (рис.5.5) та енергетичних (рис.5.6) характеристик гвинтового конвеєра.

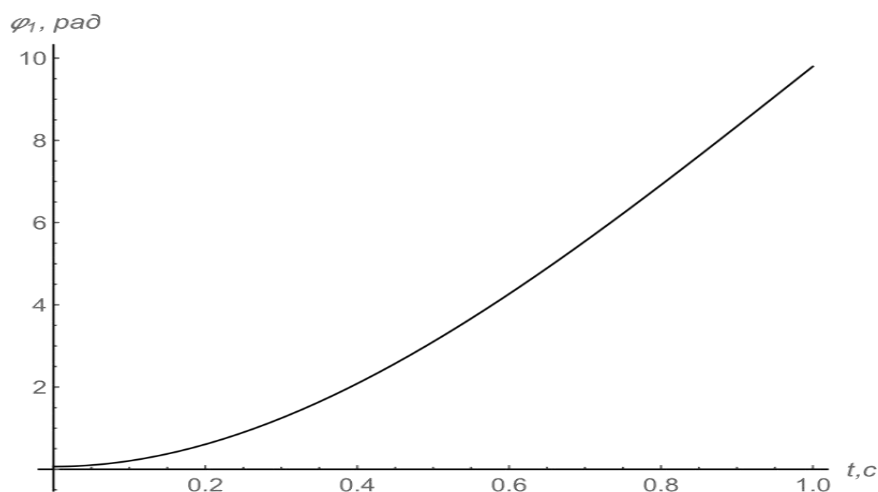


Рис . 5.1. Графік зміни кутової координати ротора електродвигуна
гвинтового конвеєра

Кутова координата ротора електродвигуна гвинтового конвеєра (рис .5.1) змінюється плавно в процесі пуску. При цьому рух ротора електродвигуна здійснюється без коливань, що позитивно впливає на динаміку руху приводного механізму гвинтового конвеєру.

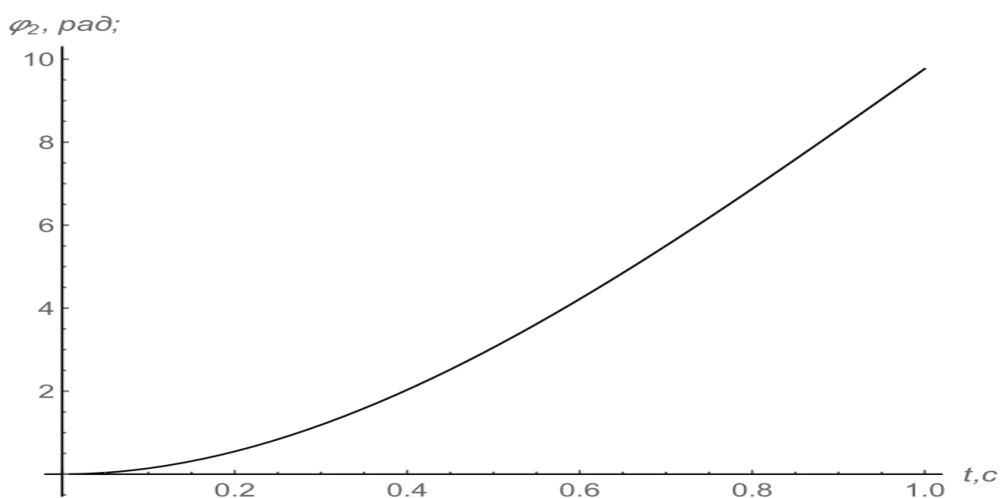


Рис. 5.2. Графік зміни кутової координати вхідного валу редуктора гвин-
тового конвеєра

Кутова координата вхідного валу редуктора гвинтового конвеєра (рис. 5.2) також змінюється плавно протягом процесу пуску. При цьому рух вхідного валу редуктора гвинтового конвеєра не має коливань, що добре впливає на динаміку руху робочого органу (Гвинтового валу) з вантажем (зерном).

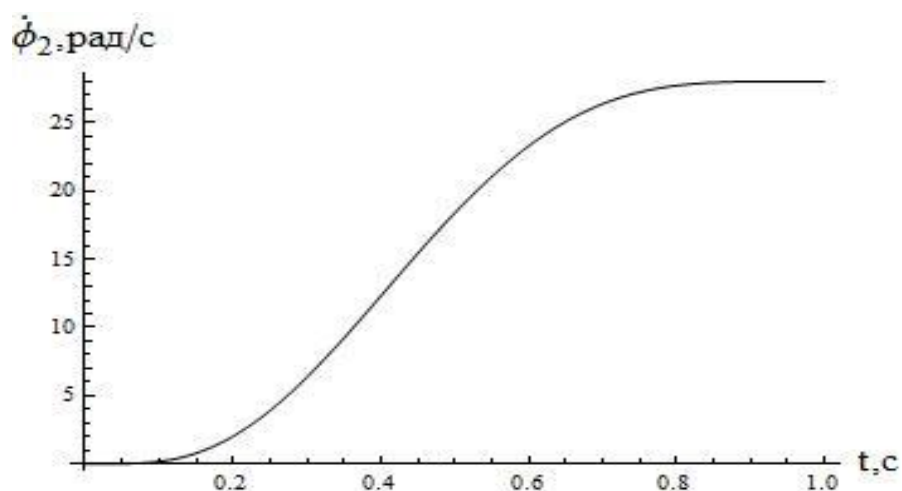


Рис. 5.3- Графік кутової швидкості робочого органу (шнека)
гвинтового конвеєра

Графік зміни кутової швидкості робочого органу (шнека) (рис. 5.3) гвинтового конвеєра має плавний характер зміни з поступовим зростанням швидкості від нульового до усталеного значення. При цьому кутова швидкість змінюється без коливань, що вказує на сприятливий характер динамічних процесів в робочому органі з вантажем в процесі пуску гвинтового конвеєра. Аналогічний характер зміни має також кутова швидкість першої зведеної маси (ротора електродвигуна). Це також вказує на сприятливий динамічний режим приводного механізму гвинтового конвеєру.

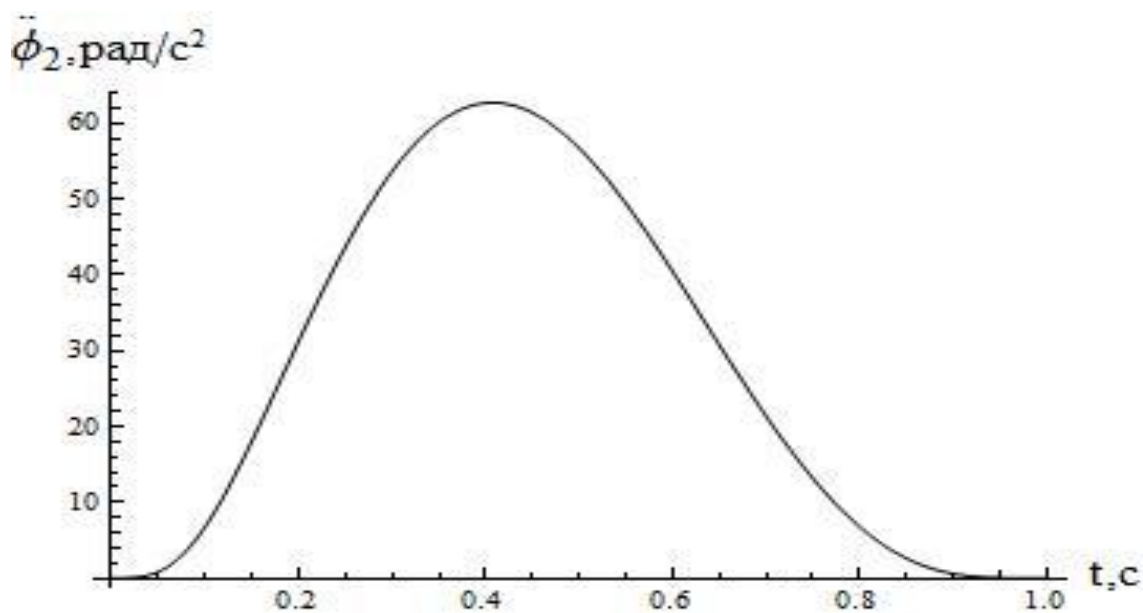


Рис. 5.4 - Графік кутового прискорення робочого органу (шнека) гвинтового конвеєра

З наведеного графіка кутового прискорення робочого органу гвинтового конвеєра (рис. 5.4) можна бачити, що його характер зміни плавний при відсутності коливань. При цьому на початку і в кінці пуску кутове прискорення робочого органу приймає нульові значення. Це вказує на сприятливий динамічний режим руху робочого органу з вантажем (зерном). Близький до робочого органу має характер зміни кутового прискорення ротора електродвигуна гвинтового конвеєра. Такий динамічний режим пуску забезпечує нормальну роботу приводного механізму та робочому органу гвинтового конвеєра в процесі пуску.

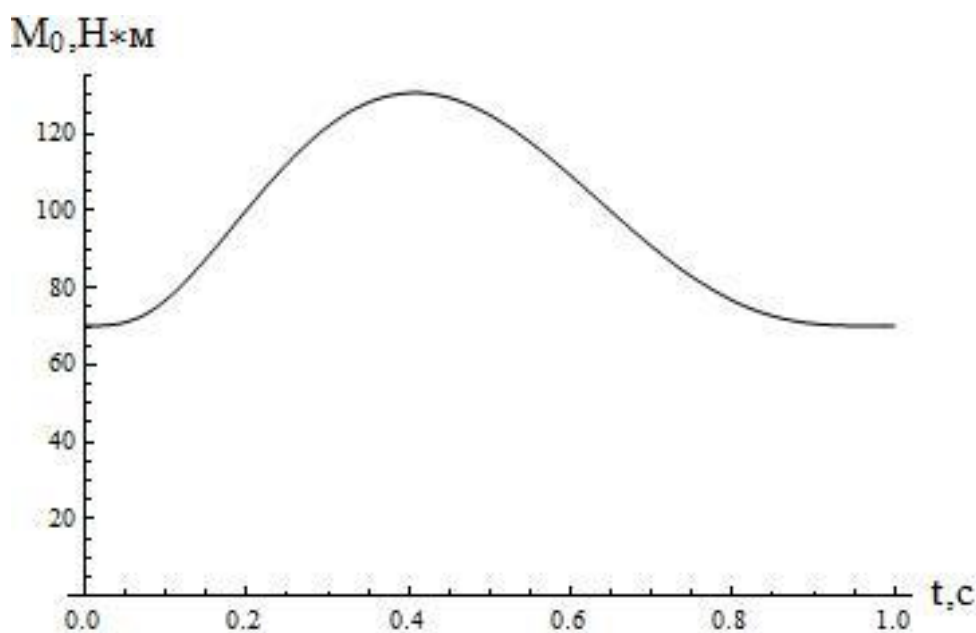


Рис. 5.5 - Графік рушійного моменту приводного електродвигуна гвинтового конвеєра.

З рис. 5.5 можна бачити, що рушійний момент приводного електродвигуна гвинтового конвеєра змінюється плавно без коливань від пускового до усталеного значення, набуваючи в процесі пуску максимального значення, яке в 1.85 разів перевищує номінальне значення. Таке силове перевантаження електродвигуна значно менше за допустиме. Тому при оптимальному режимі руху під час пуску електродвигун працює в сприятливому режимі. В такому ж режимі працює і весь гвинтовий конвеєр в процесі пуску.

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ

1. Застереження по безпеці під час проєктування гвинтового конвеєра

При забезпеченні правильного проєктування гвинтового конвеєра з дотриманням всіх норм можна знизити ризик виникнення травм, або ж поломок.

Під час проєктування гвинтових конвеєрів обов'язково потрібно приділити увагу правильному вибору матеріалу складових гвинтових конвеєрів. Ці матеріали повинні бути сумісні з матеріалом, що транспортуватиметься. Для прикладу, для транспортування зерна можна використовувати для шнека вуглецеву сталь, нержавіючу сталь, або ж зносостійке покриття. Різниця полягає від вимог, адже вуглецева сталь схильна для корозії і тому, якщо зерно буде занадто вологе можливе швидше розвинення корозії. Тому для транспортування зерна в переробці харчової промисловості краще застосовувати нержавіючу сталь. Якщо будуть високі навантаження, то краще застосовувати зносостійкі покриття, або матеріали.

Під час проєктування гвинтових конвеєрів потрібно також звернути на конструкцію жолоба. Якщо матеріал, що транспортується є пиловидним, або небезпечним, то жолоб потрібно виконати закритого типу.

2. Застереження під час експлуатації гвинтових конвеєрів

Розглянемо спочатку мехнічні ризики, що можуть виникати під час експлуатації гвинтового конвеєра:

- Намотування обертових деталей (валів, муфт, гвинтів), саме тому потрібно використовувати захисне огороження для обертових складових конвеєра.
- Під час обслуговування гвинтового конвеєра потрібно дотримуватися, щоб конвеєр був повністю вимкнений для уникнення відрізання, чи затискування частин тіла людини
- Потрібно звернути на завантажувальне вікно, щоб воно також було надійно захищене і унеможливило падіння туди людини, або затягування шнеком одягу.

Для цих випадків обов'язково потрібно забезпечити захисні огороження, решітки, сітки. Встановлювати знаки безпеки з нагадуваннями «Небезпека! Відкритий вхід», «Не наступати», «Вимкни живлення перед обслуговуванням». Потрібно постійно проводити навчання персоналу

Разом з механічними ризиками можуть виникати і операційні. Потрібно уникати перевантаження електродвигуна та інших складови приводу, адже це може призвести перегріву електродвигуна та загорання обмоток. Також при контакті з транспортуючим матеріалом може відбутися його займання, особливо актуально для зерна.

Окрему увагу потрібно приділити екологічним ризикам, які можуть виникати під час роботи гвинтового конвеєра.

Під час транспортування зерна, дерев'яних матеріалів, або ж пилоподібних може відбутися загорання під час перегріву електродвигуна, тому важливим є забезпечення вентиляції та витяжок, щоб зменшити наявність пилу, який сам по собі вже є вибухонебезпечним. Також вдалим вирішенням цієї проблеми було б використання датчиків пилу або вибухових клапанів.

При транспортуванні гвинтовим конвеєром комбікормів з добавками, або ж хімічних добрив потрібно приділити увагу герметизації конвеєра. Адже при пошкодженні кожуха може відбутися проливання небезпечних рідин та забруднення навколишнього середовища. Тому важливим є регулярна перевірка обладнання для запобігання таких ситуацій, а також використання ущільнень, герметичних складових в кожусі та піддонів. Також можна регулярно проводити екологічну перевірку спеціальними пристроями.

В загальному потрібно відмітити, що гвинтові конвеєри відносяться до шумних конвеєрів. Під час його роботи відчутний шум, як від самого шнека, так і від складових приводу (електродвигун, редуктор). Даний шум може досягти 85 дБ, а це шкідливо для слуху працівників і ця шкода є ще більшою, якщо конвеєр розміщений в закритому просторі. Тому рекомендується встановлювати шумопоглинаючі кожухи та чітко слідкувати за часом перебування біля кон-

вєєра пїд час його роботи. Також можна використовувати беруши або ж спеціальнї навушники.

3. Застосування засобів автоматизації в сучасних гвинтових конвеєрах

При проєктуванні сучасних гвинтових конвеєрів застосовують контролери. Контролери дозволяють забезпечити блокування конвеєра наприклад пїд час обслуговування, або при неполадках. Також контролери з вбудованими термозахистами припиняють роботу електродвигуна пїд час перевантаження, або перегріву. Для захисту вони автоматично вимикають електропостачання, якщо в системі відбувається надмірне споживання електроенергії.

Застосування частотного перетворювача в гвинтових конвеєрах дозволяє здійснювати плавний пуск та зупинку гвинтового конвеєра, а це в свою чергу зменшує навантаження на складові приводу та інші вузли. Таким чином можна досягти більшого терміну експлуатації.

В сучасних конвеєрах можна відслідковувати наступні параметри за допомогою датчиків та контролерів:

- Швидкість обертання шнека — виявляє пробуксовку або заклинювання.
- Температура двигуна — для виявлення перегріву.
- Крутний момент — допомагає визначити перевантаження.
- Датчики вібрації — сигналізують про дисбаланс або механічні дефекти.
- Датчик заклинювання або обриву ланцюга — дозволяє зупинити механізм ще до пошкодження.

Процедури безпеки пїд час технічного обслуговування та очищення гвинтового конвеєра

1. Періодичне технічне обслуговування

Дотримання регулярних перевірок гвинтового конвеєра зменшують ризики та відмови, а це в свою чергу дозволяє збільшити термін експлуатації,

Розглянемо основні місця для перевірки в гвинтових конвеєрах.

Вальниці: потрібно здійснити перевірку на зношення, для запобігання заклинювання та перегріву.

Ущільнення: потрібно здійснювати перевірку манжетів та інших гумових прокладок, для запобігання витоку рідини та потрапляння пилу та бруду всередину.

Гвинт (шнек): перевірка шнека на такі пошкодження, як знос лопатей, деформація та тріщини.

Кріплення та болти: перевірити чи всі болти затягнуті та чи не відбулося самовідгвинчування.

Вирівнювання двигуна та редуктора: забезпечення правильного встановлення складових приводу без осьових і радіальних зміщень. Адже перевищення меж зміщення може призвести передчасного зносу та виникнення ризиків.

Для надійного обслуговування та перевірки рекомендується

Скласти графік обслуговування

Вести журнал технічного обслуговування.

2. Очищення конвеєра

Перед проведенням очищення конвеєра потрібно виконати наступні дії:

Знеструмлити обладнання:

- Потрібно завжди вимикати електроенергію за допомогою автомата або ж вимикача.
- Закривати за можливості обладнання на замок, щоб унеможливити випадкове ввімкнення, а також вивішувати табличку з написом «Обслуговується – не вмикати».
- Потрібно обов'язково переконатися, що шнек повністю зупинився і нема залишкового обертання.

Під час прибирання виконати наступні дії

- Не очищайте конвеєр руками від засмічення та бруду
- Використовуйте лопатки, скребки, щітки з деревини та пластику .
- Ніколи не намагайтеся дістати залишки руками навіть після знеструмлення — шнек може мати інерцію або залишкову напругу.

Не застосовуйте воду, а особливо мийки високого тиску, адже це може призвести до:

- Пошкодження електричних компонентів;
- Виникнення корозії металевих кладових конвеєра, особливо це шкідливо для вальниць.
- Створення небезпеки на підлозі.

Для чищення конвеєра краще застосовувати спеціальні промислові пирососи та м'які щітки, лопатки, ганчірки.

Короткий опис для безпечного обслуговування та чищення:

Процес	Виконання
Зупинка живлення	Вимикач → Вимкнути → Встановити табличку із застереженням
Перевірка зупинки шнека	Інерція може тривати 10–60 сек
Чистка конвеєра	З використанням спеціальних інструментів (щітки, лопатки, ганчірки)
Заборона використання води	Спеціальний пиросос
Перевірка вальниць, шнека, ущільнення	Запис у журнал ТО
Впевнись, що всі кришки закриті перед запуском	Безпека персоналу
Проведи пробний запуск після обслуговування	Під наглядом оператора

РОЗДІЛ 7. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

7.1. Загальні положення

Гвинтові конвеєри широко застосовуються в агропромисловому комплексі. Зокрема гвинтові конвеєри є невід'ємною частиною логістичного планування транспортування зерна. Так, як транспортування зернових матеріалів є невід'ємною складовою тому витрати на транспортування займають левову частку у виробничих витратах. Тому проектування сучасного, високопродуктивного та ефективного гвинтового конвеєра є вимогою часу, адже дозволить знизити витрати на транспортування.

Для зменшення енерговитрат, підвищення продуктивності та якості транспортування, підвищення надійності роботи вузлів конвеєра та всіх складових приводу, зменшення витрат при обслуговуванні можна здійснити за рахунок оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра. В попередньому розділі розглянуто питання оптимізації режимів руху гвинтового конвеєра, в даному ж розділі розглянуто питання економічної ефективності застосування обладнання для виконання введення в дію оптимізації (частотного перетворювача).

7.2. Основні техніко-економічні параметри конвеєра

Для обґрунтування ефективності розглянемо модельну ситуацію:

Тип конвеєра: гвинтовий похилий;

Продуктивність у стандартному режимі: 15,2 т/год;

Продуктивність в оптимізованому режимі: 17 т/год (підвищення на ~13%);

Споживання електроенергії в стандартному режимі: 7,5 кВт;

Споживання електроенергії в оптимізованому режимі: 6,4 кВт (зменшення на 15%);

Робочий час на рік: 2000 год.

Розрахуємо витрати на електроенергію:

Стандартний режим:

$$W_1 = 7,5 \text{ кВт} \times 2000 \text{ год} = 15000 \text{ кВт};$$

Режим після оптимізації:

$$W_2 = 6,4 \text{ кВт} \times 2000 \text{ год} = 12800 \text{ кВт};$$

При вартості електроенергії 10 грн/кВт·год маємо:

Стандартні витрати:

$$15000 \times 10 = 150000 \text{ грн};$$

Оптимізовані витрати:

$$12800 \times 10 = 128000 \text{ грн};$$

Економія на електроенергії: 22000 грн/рік

7.3. Зниження витрат на технічне обслуговування

Частотні перетворювачі, які дозволяють реалізувати оптимізований режим руху, забезпечують плавний пуск та зупинку електродвигуна конвеєра із забезпеченням оптимальної частоти обертання шнека. Такий режим роботи дозволяє зменшити навантаження на складові конвеєра, а саме вальниці, муфти, редуктор. Відповідно, знижуються витрати на ремонт та технічне обслуговування.

Річні витрати на обслуговування в стандартному режимі: 12 000 грн;

У оптимізованому: 8 000 грн;

Економія: 4 000 грн/рік

7.4. Зменшення непрямих витрат

До непрямой вигоди відносяться:

- Менше простоїв через аварії;
- Можливість транспортувати більше зерна за той самий проміжок часу;
- Поліпшення умов праці за рахунок зменшення шуму та вібрацій;
- Скорочення інтервалів між капітальними ремонтами.

Оцінюючи непрямі вигоди в грошовому еквіваленті, можна врахувати щорічну економію в розмірі близько 2 500 грн.

7.5. Загальна економія

Стаття витрат	Економія, грн/рік
Електроенергія	22000
Технічне обслуговування	4000
Непрямі витрати	2500
Разом	28500

7.6. Інвестиції та термін окупності

Впровадження оптимізованого режиму вимагає певних затрат :

Встановлення частотного перетворювача – 15 000 грн;

Налаштування та модернізація керування – 5 000 грн;

Загальні інвестиції: 20 000 грн

Термін окупності:

$$T=20000/28500\approx 0,7 \text{ року}$$

7.7. Висновки з розділу

Витрати на модернізацію окупають приблизно вже протягом перших 8-9 місяців експлуатації, після чого система починає приносити чистий економічний ефект. Окрім прямої економії, додатковими перевагами є підвищення надійності, продуктивності та довговічності обладнання, що позитивно впливає на загальну ефективність виробничого процесу.

ВИСНОВКИ

В завданні на виконання магістерської кваліфікаційної роботи була поставлена мета розробити конструкцію та дослідити роботу гвинтового конвеєра для транспортування зерна. Для досягнення поставленої мети в магістерській роботі виконано ряд завдань, зокрема.

Проведено аналіз існуючих конструкцій гвинтових конвеєрів та їхніх складових елементів, що використовуються в сільськогосподарському виробництві, а також в інших галузях виробництва. Особливу увагу було приділено гвинтовим конвеєрам, що використовуються для транспортування зерна. В результаті проведеного аналізу виявлені перспективні конструкції гвинтових конвеєрів, які дозволили розробити нову конструкцію гвинтового конвеєра для транспортування зерна. Проведені розрахунки на міцність елементів розробленої конструкції гвинтового конвеєра для транспортування зерна. Крім того, здійснено енергетичні розрахунки, на основі яких визначено необхідну потужність приводного електродвигуна та розроблено конструкцію приводу гвинтового конвеєра.

Для проведення досліджень роботи гвинтового конвеєра для транспортування зерна здійснено моделювання динамічних процесів, які мають місце в перехідних процесах його руху. Побудовано динамічну модель руху гвинтового конвеєра, в якій враховано основний рух приводного двигуна та пружну деформацію запобіжної муфти. Всі інші елементи конвеєра вважались абсолютно твердими тілами, тому була прийнята двомасова динамічна модель. Рушійний момент приводу представлено статичною механічною характеристикою асинхронного електродвигуна, яка описувалась рівнянням Клосса. На основі динамічної моделі з використанням методів класичної механіки побудовано математичну модель гвинтового конвеєра для транспортування зерна.

В результаті чисельного розрахунку математичної моделі динаміки руху гвинтового конвеєра здійснено його динамічний аналіз, який включав в себе розрахунок кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик руху конвеєра. В результаті проведеного динамічного аналізу руху гвинтового кон-

вєєра виявлені значні коливальні процеси в елементах приводу та робочого органу (гвинтового валу). Також мають місце значні динамічні навантаження на ділянці пуску в елементах приводу та робочого органу, які в декілька разів перевищують усталені значення.

Для зменшення коливань та динамічних навантажень елементів приводного механізму та робочого органу здійснено оптимізацію режиму пуску гвинтового конвєєра. Тут за критерій оптимізації обрано середньоквадратичне значення моменту в пружній муфті. В результаті проведеної оптимізації вдалось усунути коливання та до мінімуму звести дію динамічних навантажень на елементи приводу та робочого органу.

Також в магістерській роботі розроблено заходи з охорони праці та розраховано економічну ефективність запропонованої конструкції гвинтового конвєєра для транспортування зерна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 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.
2. Гвинтовий транспортер для дозованого транспортування сипких матеріалів: Заявка на патент № UA 27245 С2 Україна, МПК В65G 33/00, В65G 33/14 / Валлнер Фелікс (АТ), Кепплінгер Леопольд Вернер (АТ), Бьом Христиан (АТ) – Опубл. 15.08.2003.
3. 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.
4. 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.
5. 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>.
6. патент /1/ - №2369552; патент /2/ - №2289538; патент /3/ - №2222485; патент /4/ - №2130418; патент /5/ - №2100264; патент /6/ - №2081043; патент /7/ - №2068535; патент /8/ - №2342303; патент /9/ - №2340532; патент /10/ - №2078728; патент /11/ - № 2291094; патент /12/ - №2178380; патент /13/ - №2030344; патент /14/ - №2012528; патент /15/ - № 2345942; патент /16/ - №2299168; патент /17/ - №2277505; патент /18/ - №2012527; ; патент /19/ -

№2368561; патент /20/ - №2343099; патент /21/ - №2340531; патент /22/ - №2312807; патент /23/ - №2309881.

7.Конвейер винтовой У10-КШ-25, У10-КВ-100, У10-БХ-50 (в трубе), У10-БХ-50-Н (наклонный) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://semm.ru/%D0%A310-%D0%9A%D0%A8-25>

8.Конвейер винтовой передвижной У10-КПВ, У10-КПШ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://semm.ru/%D0%A310-%D0%9A%D0%9F%D0%92>

9.Harvest 15 Series [Электронный ресурс]. Режим доступа: 1585 [http://www.brandt.ca/Divisions/AgriculturalProducts/Products/Pages/Product.aspx?cat=Products&pid=Harvest+GrainBelts+15+Series_001\(Brandt\)&vid=1585_001\(Brandt\)](http://www.brandt.ca/Divisions/AgriculturalProducts/Products/Pages/Product.aspx?cat=Products&pid=Harvest+GrainBelts+15+Series_001(Brandt)&vid=1585_001(Brandt))

10.Транспортеры зерновые шнековые Pom Augustow [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lbr.ru/tehnika/dorabotka-i-khraneniezerna/transportery-zernovye/567-transportery-zernovye-shnekovye-pom-augustow/>

11.Транспортеры зерновые шнековые Brandt Swing Away Транспортеры зерновые шнековые BrandtSwingAway [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.lbr.ru/tehnika/dorabotka-i-khraneniezerna/transportery-zernovye/632-transportery-zernovye-shnekovye-brandtswingaway/http://www.lbr.ru/tehnika/dorabotka-i-khraneniezerna/transportery-zernovye/632-transportery-zernovye-shnekovye-brandtswingaway/>

12.Ловейкін В.С. Динаміка й оптимізація машин / В.С.Ловейкін, Ю.О.Ромасевич, Р.А.Кульпін.- К.: ЦП «Компринт», 2018.-310 с.

13.Ловейкін В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич.- К.: ЦП «Компринт», 2012.-298 с.

14.Гевко І. Дослідження моменту інерції гвинтових транспортерів / І. Гевко, А. Дячун, Р. Грудовий // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. агроуніверситет, 2012. - № 16. – С. 201-211.

15.Гевко І. Б. Техніко-економічне обґрунтування структури транспортера неперервної дії / І. Б. Гевко, Д. В. Дмитрів, О. В. Дудін, О. Р. Рогатинська // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. - Харків, 2004. - Вип. 29. - С. 350-356.

16.Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І. Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.

17.Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипучих матеріалів гвинтовим конвеєром / І. Б. Гевко, А.О. Вітровий, О.Я. Гурик // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: ЛДТУ, 2000. – Вип. 8. – С. 72-82.

18.ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. - К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 15 с.

18.Ярошенко В. Ф. Уточнення коефіцієнту заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера / В. Ф. Ярошенко, В. М. Білоножко, В. В. Петровський // Науковий вісник НАУ. - К.: НАУ, 2002. - № 49. - С. 380-384.

19.Пат. 75314 Україна, МПК В 65 G 33/16 (2006.01). Гвинтовий еластичний конвеєр / Грудовий Р. С., Дячун А. Є., Павельчук Ю.Ф.; заявник і патентовласник Грудовий Р. С., Дячун А. Є., Павельчук Ю.Ф. – № u201206231; заявл. 23.05.12; опубл. 26.11.12, Бюл. № 22.

20.Пат. 75583 Україна, МПК В 01 F 7/08 (2006.01). Змішувач гвинтовий відцентровий / Любачівський Р. О., Грудовий Р. С., Гевко І. Б., Хорошун Р.В.; заявник і патентовласник Любачівський Р. О., Грудовий Р. С., Гевко І. Б., Хорошун Р.В. – № u201205325; заявл. 28.04.12; опубл. 10.12.12, Бюл. № 23.

21.Пік А. І. Динамічна модель взаємодії частинок сипкого вантажу між собою та з робочими поверхнями машин / А. І. Пік, О. Р. Рогатинська, О. В. Дудін

// Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2004. - Вип. 24. - С. 120-127.

22.Пилипець М. І. Оптимізація робочого органа з пружним валом для гнучких гвинтових конвеєрів / М. І. Пилипець, І. Б. Гевко, А. І. Пік, Д. В. Дмитрів // Вісник національного університету –Львівська політехніка”. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. - Львів: Вид-во НУ –Львівська Політехніка”, 2000. - № 412. - С. 84 – 91.

23.Пилипець М. І. Дослідження процесу транспортування і змішування сипких матеріалів шнеково-лопатевим агрегатом / М. І. Пилипець, О. Я. Гурик // Зб. наук. пр. НАУ –Механізація сільськогосподарського виробництва” – К.: Вид-во НАУ, 2000. – Т. 9. – С. 206-214.

ДОДАТКИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ ТА АВТОМАТИКИ АПВ НААН
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



**ЗБІРНИК
ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ**

*XII Міжнародної науково-технічної конференції з нагоди
118-ї річниці від дня народження
доктора технічних наук, професора,
віцепрезидента УАСГН
КРАМАРОВА
Володимира Савовича
(1906-1987)*

«КРАМАРОВСЬКІ ЧИТАННЯ»

*20-21 лютого 2025 року
м. Київ*

УДК 621.87

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ

В. С. ЛОВЕЙКІН, д.т.н., проф.,;

А. П. ЛЯШКО, к.т.н., доц.,

Н. С. СТЕЛЬМАХ, студент

Національний університет біоресурсів природокористування України
net

Гвинтові конвеєри мають широке застосування в різних галузях сучасного виробництва, зокрема сільськогосподарського, при транспортуванні зернових матеріалів. Під час пуску гвинтового конвеєра в елементах приводу та гвинтового валу спостерігаються динамічні перевантаження, тому виникла потреба в більш детальному дослідженні динамічних процесів в елементах гвинтового конвеєру на цій ділянці руху за методикою розробленою в роботі [1].

Для дослідження динаміки руху гвинтового конвеєра при транспортуванні зернових матеріалів розроблено його двомасову динамічну модель, в якій враховано інерційні та пружні характеристики конвеєра. В представленій моделі в якості зведених обертальних мас використані обертальні маси приводу та гвинта з вантажем. Таку динамічну модель гвинтового конвеєра представлено як механічну систему з двома ступенями вільності. За узагальнені координати моделі використані кутові координати відповідно першої φ_1 та другої φ_2 зведених мас. Крім того, в цій моделі прийняті такі позначення: J_{n1} та J_{n2} - зведені моменти інерції відповідно першої та другої мас; M_{n1} та M_{n2} - зведені моменти сил першої та другої частин гвинтового конвеєра (перша частина відображає привод, а друга – робочий орган з вантажем); C_n - коефіцієнт жорсткості пружного елемента, що з'єднує обертальні маси приводу і робочого органу з вантажем.

На основі розробленої динамічної моделі побудовано математичну модель гвинтового конвеєра. При побудові математичної моделі застосуємо принципом Даламбера, в результаті чого отримано систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, в якій нелінійність досягнена за рахунок рушійного моменту, який для асинхронного електродвигуна визначається за формулою Клосса. В результаті чого отримано таку систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi}_1 &= M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{n2}\ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}. \end{aligned}$$

В результаті чисельного розв'язування системи нелінійних диференціальних

рівнянь розраховані кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики гвинтового конвеєра для транспортування зернових матеріалів. На рис.1 наведено графічну залежність зміни моменту в пружному елементі, що з'єднує приводний механізм з робочим органом гвинтового конвеєра.

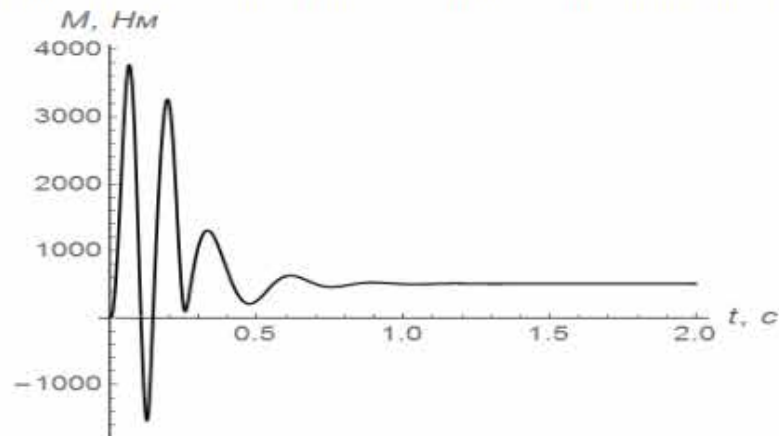


Рис.1. Графік зміни моменту в пружному елементі, що з'єднує привод з робочим органом конвеєра

З рис.1 видно, що на початку руху максимальне значення моменту в пружному елементі, що з'єднує зведені маси динамічної моделі, становить 3800 Нм, а під час усталеного руху воно становить не більше 600 Нм. Така зміна пружного моменту дає можливість побачити, що його максимальне значення в 6,3 рази перевищує усталене значення. Наведена графічна залежність показує наявність коливань та значне перевантаження приводного механізму в процесі пуску гвинтового конвеєра при транспортуванні зернового матеріалу.

Для зменшення коливань в елементах приводного механізму та робочого органу гвинтового конвеєра в процесі пуску необхідно цілеспрямовано вибирати режим руху приводу. Одним із шляхів досягнення поставленої мети є проведення оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєру з використанням інтегральних динамічних критеріїв, що мінімізують коливальні процеси в елементах приводного механізму та робочого органу. Прикладом такої оптимізації може бути оптимізація режиму одночасного пуску кранових механізмів з гнучким підвісом вантажу [2].

Список використаних джерел

Loveikin V., Romasevych Y., Loveikin A., Liashko A., Pochka K. Dynamic analysis of the simultaneous starting of the boom and load lifting mechanisms hoisting for the jib

and the cargo of the jib crane a hydraulic for drive. *Journal Strength of Materials and Theory of Structures*, 2024, №113, pp. 149-160.

Loveikin, V., Romasevich, Y., Loveikin, A., & Khoroshun, A. (2023). Optimizing the