

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Дослідження робочих процесів
запобіжної муфти гвинтового конвеєра

Технологічний контроль

к.т.н., доц.

Олександр ВАСИЛЬЄВ

«25» 02 2024 р.

Нормативний контроль

к.т.н., доц.

Олександр ВАСИЛЬЄВ

«25» 02 2024 р.

Гарант освітньо-професійної програми

к.т.н., доц.

Микола НЕСТЕРЕНКО

«25» 02 2024 р.

Виконав: здобувач VI курсу першого
(бакалаврського) рівня, групи 602-ММв,
спеціальності

133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Шевченко В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Васильєв А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Кириченко В.А.

(прізвище та ініціали)

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

галузевого машинобудування та мехатроніки

к.т.н., доц.

Олександр ОРИСЬКО

Полтава – 2024 року

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

**Дослідження робочих процесів
запобіжної муфти гвинтового конвеєра**

Кваліфікаційна робота магістра

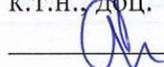
Лист затвердження

ГММ.602-ММв.043-00.00.000 КРМ - ЛУ

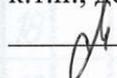
Розробив здобувач групи 602-ММв

 Вячеслав ШЕВЧЕНКО
«25» 08 2024 р.

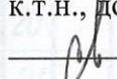
Керівник
к.т.н., доц.

 Анатолій ВАСИЛЬЄВ
«25» 08 2024 р.

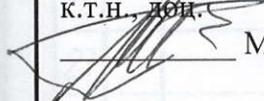
Технологічний контроль
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ
«25» 08 2024 р.

Нормативний контроль
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ
«25» 08 2024 р.

Гарант освітньо-професійної програми
к.т.н., доц.

 Микола НЕСТЕРЕНКО
«25» 08 2024 р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

галузевого машинобудування та мехатроніки,

к.т.н., доц.

 Олександр ОРИСЕНКО

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. листів	№ екз.	При- мітка
1						
2			Документація загальна			
3						
4			Вперше розроблена			
5						
6	A4	ГММ.602-ММВ.043-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	-	
7	A4	ГММ.602-ММВ.043-00.00.000А	Анотація	2	-	
8	A4	ГММ.602-ММВ.043-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка			
9						
10						
11						
12			Документація			
13			наукова			
14						
15			Вперше розроблена			
16						
17	A1	ГММ.602-ММВ.043-00.00.000ПМ	Дослідження робочих			
18			процесів запобіжної			
19			муфти гвинтового			
20			конвеєра			
21			Презентаційні матеріали			
22						
23						
24						

Підп. і дата

ГММ.602-ММВ.043-00.00.000 ВР										
Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата							
Розроб.	Шевченко В.		25.08							
Перев.	Васильєв		25.08							
Н.контр.	Васильєв		25.08							
Затв.	Орисенко		26.08							
Дослідження робочих процесів запобіжної муфти гвинтового конвеєра Відомість магістерської роботи				<table border="1"> <tr> <td>Літера</td> <td>Лист</td> <td>Листів</td> </tr> <tr> <td>Н</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </table>	Літера	Лист	Листів	Н	1	1
Літера	Лист	Листів								
Н	1	1								
Ід. № ориг.				Літера Лист Листів Н 1 1 Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.						

Копіював

Формат А4

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних
технологій та робототехніки

Кафедра, циклова комісія галузевого машинобудування та мехатроніки

Рівень вищої освіти Магістр

Напрямок підготовки _____
(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки, к.т.н.,
доцент


«20» 03 Олександр ОРИСЕНКО
2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Шевченку Вячеславу Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: Дослідження робочих процесів
запобіжної муфти гвинтового конвеєра

керівник роботи (проекту) Васильєв Анатолій Володимирович, к. т.н., доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «18» березня 2024 року
№ 309 ф,а.

2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи: «20» серпня 2024 року.

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: Відкриті джерела на подібну техніку.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно
розробити): Зміст. Вступ. 1. Огляд літературних джерел та типів механізмів
захисту від перевантажень для гнучких гвинтових конвеєрів. 2. Конструкторська
частина. 3. Наукова частина. Висновки. Список літератури.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) _____

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи бакалавра

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «18» березня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи (проекту)	Примі
1	Огляд літературних джерел та типів механізмів захисту від перевантажень для гнучких гвинтових конвеєрів	20.05.2024 р.	
2	Статичне дослідження механізму плавного пуску еластичних за-побіжних муфт на гнучких гвинтових конвеєрах	22.06.2024 р.	
3	Експериментальні досліджень визначення максимального обертового моменту запобіжної муфти	20.07.2024 р.	
4	Особливості конструкції гнучкого конвеєра та галузь його застосування	05.08.2024 р.	
5	Оформлення роботи	15.08.2024 р.	
6	Здача готової роботи	20.08.2024 р.	

Здобувач вищої освіти _____

(підпис)

Вячеслав ШЕВЧЕНКО
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____

(підпис)

Анатолій ВАСИЛЬЄВ
(прізвище та ініціали)

Гарант освітньої програми _____

(підпис)

Микола НЕСТЕРЕНКО
(прізвище та ініціали)

Анотація

В.В. Шевченко. Дослідження робочих процесів запобіжної муфти гвинтового конвеєра. – Рукопис.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» зі спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”, – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2024.

Кваліфікаційна робота магістра присвячена питанням поліпшення конструкції пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра.

Для досягнення поставленої мети було зроблено наступне: проведений аналіз процесів, що відбуваються під час експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів та огляд конструкції механізму захисту; проведено розрахунки статичних зусиль для запобіжних механізмів; визначено вплив зазору на контактні сили в приводах гнучких гвинтових конвеєрів; статично досліджено механізм плавного пуску еластичних запобіжних муфт на гнучких гвинтових конвеєрах; проведено експериментальні дослідження визначення максимального обертового моменту запобіжної муфти; виконано експериментальне дослідження для визначення статичних випробувань на подовження.

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, запобіжна муфта, обертовий момент, еластичні запобіжні муфти, режими роботи.

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 А		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Анотація		
Розроб.		Шевченко В.		15.08			
Перев.		Васильєв		25.08			
Н. контр.		Васильєв		26.08			
Затв.		Орисенко		26.08	Лім.	Лист	Листів
					Н	1	2
					Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		

Abstract

V.V. Shevchenko. Study of the working processes of the safety clutch of the screw conveyor. - Manuscript.

Qualification work for obtaining the educational and qualification level "master" in specialty 133 "Industrial mechanical engineering", National University "Poltava Polytechnic named after Yuri Kondratyuk", Poltava, 2024.

The master's qualification work is devoted to the issue of improving the design of the spring-safety coupling of a flexible screw conveyor.

To achieve the goal, the following was done: an analysis of the processes occurring during the operation of flexible screw conveyors and a review of the design of the protection mechanism; calculations of static forces for safety mechanisms were carried out; the influence of the gap on the contact forces in drives of flexible screw conveyors is determined; the smooth start mechanism of elastic safety couplings on flexible screw conveyors is statically investigated; experimental studies were conducted to determine the maximum torque of the safety clutch; an experimental study was performed to determine static elongation tests.

Key words: screw conveyor, safety coupling, torque, elastic safety couplings, operating modes.

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Вступ	3
1 Огляд літературних джерел та засобів механізмів захисту від переоборудування для гнучких гвинтових конвеєрів	5
1.1 Аналіз процесів, що відбуваються під час експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів та засобів їх захисту	5
1.2 Огляд конструкції механізму захисту гвинтового конвеєра	9
1.3 Класифікація та вплив на механізми захисту гнучких гвинтових конвеєрів	16
<u>Дослідження робочих процесів</u> <u>запобіжної муфти гвинтового конвеєра</u>	
2 Конструкторська робота	19
Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра	
ГММ.602-ММв.043-00.00.000ПЗ	
2.1 Розрахунок впливу контактних сил в приводах гнучких гвинтових конвеєрів	19
2.2 Вплив зазору на контактні сили в приводах гнучких гвинтових конвеєрів	24
3 Наукова частина	31
3.1 Конструкція еластичних запобіжних муфт для гнучких гвинтових конвеєрів	31
3.2 Результати статичного дослідження механізму плавного ходу еластичних запобіжних муфт на гнучких гвинтових конвеєрах	32
3.3 Методика проведення експериментальних досліджень визначення максимального обертового моменту запобіжної муфти	35
3.4 Результати статичних випробувань на подовження	43
Висновки	46
Список літератури	47

ГММ.602-ММв.043-00.00.000ПЗ				
№	Лист	№ документа	Год	Дат
Робот	Шевченко В		2024	15
Лектор	Басильєв		2024	15
Контр	Басильєв		2024	15
Полтава – 2024 року				
			Лист	Лист
			№	№
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» НПФ 3021а				

ЗМІСТ

Вступ	3
1 Огляд літературних джерел та типів механізмів захисту від перевантажень для гнучких гвинтових конвеєрів.....	5
1.1 Аналіз процесів, що відбуваються під час експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів та засобів їх захисту	5
1.2 Огляд конструкції механізму захисту гвинтового конвеєра.....	9
1.3 Класифікація та вимоги до механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів	16
2 Конструкторська частина	19
2.1 Розрахунки статичних зусиль для запобіжних механізмів.....	19
2.2 Вплив зазору на контактні сили в приводах гнучких гвинтових конвеєрів	27
3 Наукова частина	31
3.1 Конструкція еластичних запобіжних муфт для гнучких гвинтових конвеєрів	31
3.2 Результати статичного дослідження механізму плавного пуску еластичних запобіжних муфт на гнучких гвинтових конвеєрах	32
3.3 Методика проведення експериментальних досліджень визначення максимального обертового моменту запобіжної муфти	35
3.4 Результати статичних випробувань на подовження	43
Висновки	46
Список літератури	47

ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ								
	Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ЗМІСТ Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		
	Розроб.		Шевченко В.		25.08			
	Перев.		Васильєв		25.08			
	Н. контр.		Васильєв		26.08			
	Затв.		Орисенко		26.08			

Вступ

Таке підходить не лише для підвищення надійності роботи гнучких гвинтових конвеєрів, але й для оптимізації їх продуктивності та безпеки в різних умовах.

Гвинтові конвеєри набули широкого застосування в різних галузях промисловості для транспортування сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки та інших матеріалів. За результатами досліджень, їх частка в завантажувально-розвантажувальних операціях в окремих галузях економіки може сягати до 40%. Особливу популярність здобули гнучкі гвинтові конвеєри в сільськогосподарському виробництві та будівництві, де часто виникає потреба в оперативній зміні трас транспортування вантажів, а також існують труднощі з доступом до місць завантаження та розвантаження матеріалів.

Під час експлуатації таких конвеєрів нерідко виникають перевантаження, обумовлені нестабільним завантаженням матеріалу або потраплянням сторонніх предметів. Це призводить до значних деформацій і поломок окремих елементів конвеєра, зокрема гнучких гвинтових робочих органів. Перевантаження технологічного характеру можна мінімізувати шляхом забезпечення раціонального заповнення транспортованим матеріалом міжвиткового простору шнека конвеєра та вдосконаленням механізмів завантаження (бункерів, живильників, насадок).

Однак, випадкові перевантаження передбачити важко, і запобігти їх негативним наслідкам можна лише шляхом використання захисних механізмів. З цією метою у конструкціях приводів гнучких гвинтових конвеєрів доцільно впроваджувати високоефективні запобіжні муфти. Відповідно, розробка нових конструкцій механізмів захисту, включаючи запобіжні муфти, а також теоретичне обґрунтування їх конструктивних і силових параметрів, є надзвичайно

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Лім.	Лист	Листів
Розроб.		Шевченко В.		15.08	Н	3	2
Перев.		Васильєв		25.08			
Н. контр.		Васильєв		28.08			
Затв.		Орисенко		26.08			

Вступ

Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.

актуальним завданням.

Таке підходить не лише для підвищення надійності роботи гнучких гвинтових конвеєрів, але й для оптимізації їх продуктивності та безпеки в різних умовах експлуатації.

1.1 Аналіз показує, що відомо, що від час експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів та засобів їх захвату

Гнучкі гвинтові конвеєри широко використовуються в різних галузях промисловості для транспортування сільськогосподарської продукції, будівельних матеріалів, продуктів харчування, лікарських препаратів, металевих виробів тощо. Однак у процесі експлуатації вони часто перевантажуються нестабільними матеріальними вантажами або сторонніми предметами, що призводить до значної деформації або пошкодження окремих елементів цих механізмів, особливо гнучких гвинтових робочих органів. Для забезпечення надійної роботи гнучких гвинтових конвеєрів необхідно використовувати ефективні захисні механізми.

Перевантаження, які виникають під час роботи гнучких гвинтових конвеєрів, можна класифікувати на технологічні та випадкові. Технологічні перевантаження, такі як надмірне завантаження матеріалом або нерациональні режими роботи, можна запобігти за рахунок оптимізації заповнення міжвиткового простору циліндра, а також вдосконалення механізмів завантаження (бункерів, живильників, нахлоск) [1, 2]. Крім того, важливу роль у цьому процесі відіграють запобіжні муфти, які застосовуються в приводах гнучких гвинтових конвеєрів [3, 4].

Випадкові перевантаження, викликані потраплянням сторонніх предметів або кускових матеріалів, передбачити складніше. Для захвату від таких перевантажень також використовують запобіжні муфти різних типів, зокрема фрикційні, кулачкові, кульові, планетарні, реверсний, з осьовим зміщенням валів та зчленовані запобіжні муфти (рисунк 1.1) [5, 6]. Вибір жорсткості муфти залежить від

ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ

Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	Лист	Листів	Листів
	Шенченко В						

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ	Лист
						4

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ТИПІВ МЕХАНІЗМІВ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ ДЛЯ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

1.1 Аналіз процесів, що відбуваються під час експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів та засобів їх захисту

Гнучкі гвинтові конвеєри широко використовуються в різних галузях промисловості для транспортування сільськогосподарської продукції, будівельних матеріалів, продуктів харчування, лікарських препаратів, металевих виробів тощо. Однак у процесі експлуатації вони часто перевантажуються нестабільними матеріальними вантажами або сторонніми предметами, що призводить до значної деформації або пошкодження окремих елементів цих механізмів, особливо гнучких гвинтових робочих органів. Для забезпечення надійної роботи гнучких гвинтових конвеєрів необхідно використовувати ефективні захисні механізми.

Перевантаження, які виникають під час роботи гнучких гвинтових конвеєрів, можна класифікувати на технологічні та випадкові. Технологічні перевантаження, такі як надмірне завантаження матеріалом або нераціональні режими роботи, можна запобігти за рахунок оптимізації заповнення міжжиткового простору шнека, а також вдосконалення механізмів завантаження (бункерів, живильників, насадок) [1, 2]. Крім того, важливу роль у цьому процесі відіграють запобіжні муфти, які застосовуються в приводах гнучких гвинтових конвеєрів [3, 4].

Випадкові перевантаження, викликані потраплянням сторонніх предметів або кускових матеріалів, передбачити складніше. Для захисту від таких перевантажень також використовують запобіжні муфти різних типів, зокрема фрикційні, кулачкові, кулькові, планетарні, реверсивні, з осьовим зміщенням валів та комбіновані запобіжні муфти (рисунки 1.1) [5, 6]. Вибір конструкції гнучкого гвинтового

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ТИПІВ МЕХАНІЗМІВ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ ДЛЯ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Шевченко В.			26.08		Н		5
Перев.	Васильєв			26.08				
Н. контр.	Васильєв			26.08				
Затв.	Орисенко			26.08				
						Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		

конвеєра залежить від багатьох факторів, таких як вартість, продуктивність, енергоспоживання, простота обслуговування і ремонту, втрати від пошкоджень під час транспортування, габарити, безпека експлуатації, а також довжина і можливість зміни траєкторії транспортування.

При виборі та оцінці конструкції гнучкого гвинтового конвеєра слід враховувати, що надійність експлуатації має не менш важливе значення, ніж його продуктивність та економічність. Тому розробка конструкцій гнучких гвинтових конвеєрів передбачає акцент на надійності, безвідмовності роботи та безпеці експлуатації. Це, своєю чергою, залежить від правильного вибору захисних пристроїв, до яких належать запобіжні та пружні муфти, бункерні захисні решітки, захисні насадки та огорожувальні елементи [7].

Однак далеко не всі конструкції запобіжних муфт повністю відповідають вимогам ефективного розімкнення кінематичного ланцюга у разі перевантаження. Наприклад, більшість імпульсних запобіжних муфт ефективні лише за умов низьких швидкостей, малих крутних моментів і невеликих махових мас з'єднувальних частин. За високих швидкостей і великих мас такі муфти можуть створювати багаторазові перевантаження під час повторних включень, що призводить до швидкого зносу поверхонь кулачків і кульок, а також до нестабільності обертального моменту.

Фрикційні запобіжні муфти характеризуються низьким коефіцієнтом точності спрацювання при перевантаженні, що обмежує їх застосування в приводах гнучких гвинтових конвеєрів. Планетарні запобіжні муфти, незважаючи на їх високу ефективність, є конструктивно складними, габаритними і дорогими, що також обмежує їх використання. Реверсивні запобіжні муфти, які дозволяють автоматично розвантажувати транспортну магістраль у разі забивання, є складними, дорогими і малонадійними в роботі, що також обмежує їх застосування.

Під час транспортування вантажу в ГГК на гвинтовий робочий орган діє крутний момент. Конструктивна схема показана на рисунку 1.2.

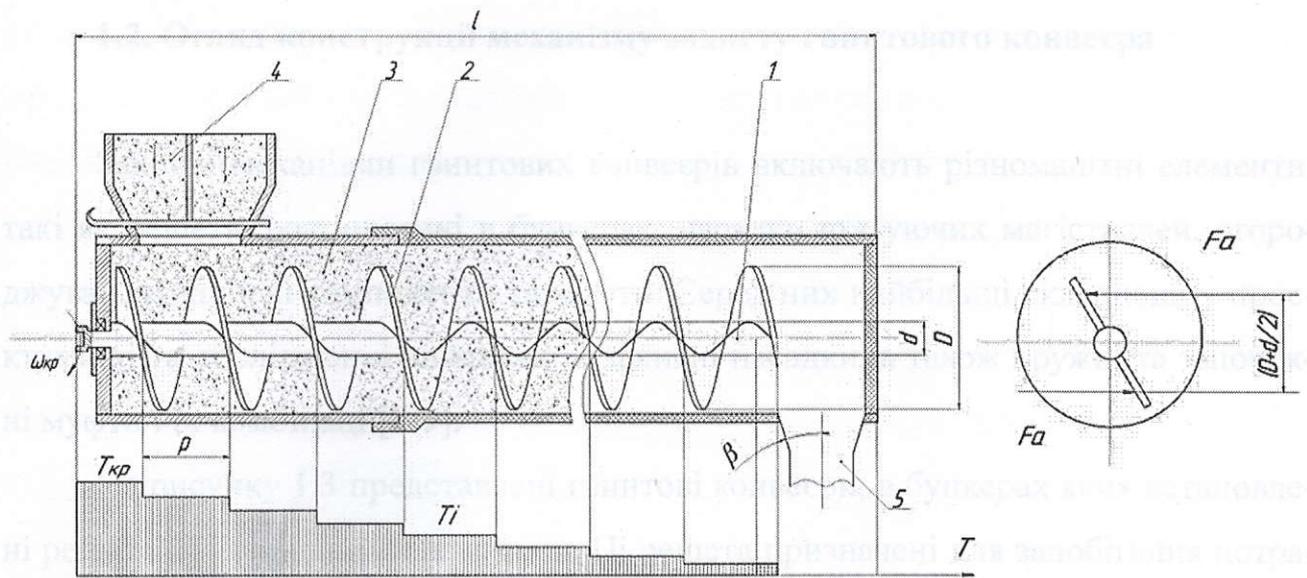


Рисунок 1.2 – Розрахункова схема для визначення зусиль та пружних деформацій гвинтового робочого органу: 1 - гвинтовий елемент; 2 - робочий орган; 3 - сипкий вантаж; 4 - завантажувальний бункер; 5 - розвантажувальний патрубок; L - довжина шнека; p - крок корпусу шнека; β - кут нахилу верхнього кінця вивантажувального патрубка

Як видно з проектних креслень, гвинтовий робочий орган зазнає найбільших навантажень в місці його кріплення до приводу. Як наслідок, запобіжні муфти, еластичні запобіжні муфти та інші елементи захисту ГК необхідно підбирати і налаштовувати, використовуючи отримані аналітичні залежності.

$$\tau_{\max} = \frac{T_{кр}}{W_p} \leq [\tau], \quad (1.1)$$

де W_p - полярний момент опору перерізу.

Ця умова міцності використовується для визначення поперечного перерізу гвинтового робочого органу в будь-якому перерізі.

Тому перевантаження, що виникають під час роботи ГК, мають як технічний, так і аварійний характер, а основними механізмами захисту ГК є захисні решітки бункера, захисні сопла, елементи захисту корпусу та захисні пристрої.

1.2. Огляд конструкції механізму захисту гвинтового конвеєра

Захисні механізми гвинтових конвеєрів включають різноманітні елементи, такі як решета, розташовані в бункерах, насадки втягуючих магістралей, огорожувальні захисні компоненти та муфти. Серед них найбільші складнощі у проектуванні та дослідженні викликають захисні насадки, а також пружні та запобіжні муфти і їх комбінації[8-9].

На рисунку 1.3 представлені гвинтові конвеєри, в бункерах яких встановлені решета з відповідними отворами. Ці решета призначені для запобігання потраплянню в кожух вивантажувальної магістралі конвеєра сторонніх предметів або великих кускових матеріалів, які можуть призвести до забивання конвеєра. Основна функція бункерів ГК полягає у забезпеченні подачі матеріалу до вивантажувальної магістралі з одночасним запобіганням перевантаження шнека [10].

Бункери гвинтових конвеєрів можуть мати як регульоване завантаження (оснащені шиберами), так і нерегульоване. Вони також можуть бути обладнані захисними решетами або працювати без них. За формою бункери можуть бути квадратними, прямокутними, круглими (конічними або циліндричними), коритоподібними та іншими.

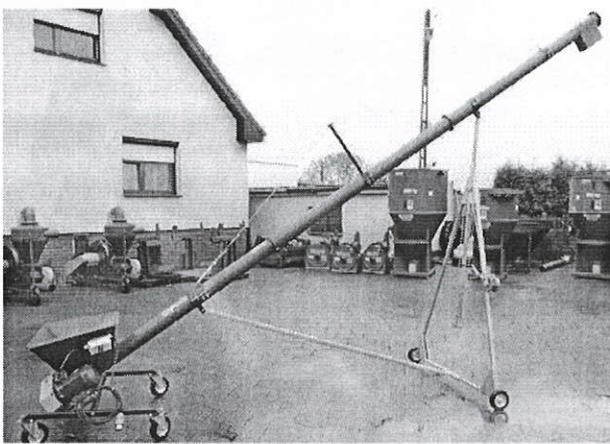


Рисунок 1.3 – Гвинтові конвеєри з бункерним завантаженням

Проаналізуємо сопла на лініях втягування ГТК. Функціональне призначен-

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		9

ня сопел ГК полягає у введенні спіралі в матеріал без його деформації, гарантуванні безпечної роботи та оптимального завантаження корпусу ГГК за умови запобігання явищам технічного перевантаження та виходу з ладу транспортного засобу. Ці пристрої мають регульовані отвори для подачі матеріалу (процес завантаження лінії регулюється) і нерегульовані (постійні отвори), з функціями безпеки і без них. На рисунку 1.4 показані різні типи гвинтових конвеєрів (жорсткі та гнучкі), оснащені нерегульованими завантажувальними патрубками.

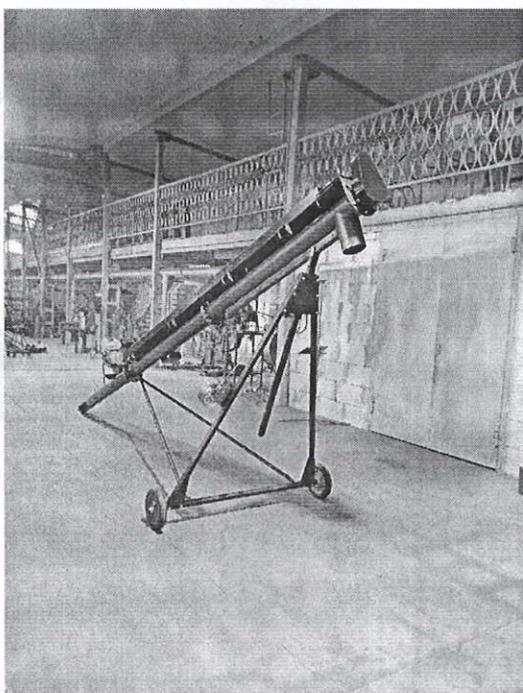
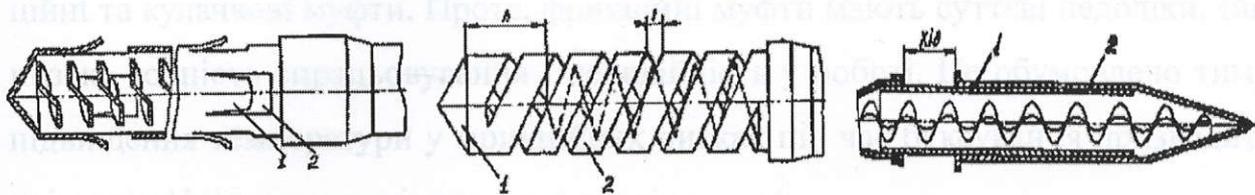


Рисунок 1.4 – Гвинтові конвеєри з нерегульованою насадкою

До недоліків зазначених насадок слід віднести обмежену можливість регулювання обсягу завантаження матеріалом завантажувальних магістралей гвинто-

вих конвеєрів (ГК) і, як наслідок, забезпечення оптимальної продуктивності обладнання.

На рисунку 1.5 показано завантажувальну насадку, яка виконує захисну функцію під час введення гвинтової спіралі в сипкий матеріал. Конструкція самозавантажувальної насадки яка представлена на рисунку 1.5.а) [11] складається з конічної та циліндричної поверхні, причому спіраль розташована на циліндричній частині. Циліндрична поверхня насадки має радіальні отвори 2, частково перекриті відігнутими пелюстками 1, які захищають спіраль від деформації при введенні насадки в сипкий матеріал. Недоліками такої насадки є неможливість регулювання кількості завантажуваного матеріалу та ризик травмування оператора від контакту з відігнутими пелюстками 1 під час руху або роботи насадки.



а)

б)

в)

Рисунок 1.5 – Насадки гвинтового конвеєра із захистом при вкручуванні шнека в сипучий матеріал.

Насадка для ГК [12] показана на рисунку 1.5.б. містить наконечник 1 і циліндричну спіраль 2, між витками циліндричної спіралі зазор для витікання матеріалу. Щоб запобігти потраплянню транспортної спіралі в отвір між витками циліндричної спіралі 2 напрямок намотування циліндричної спіралі протилежний напрямку намотування. При введенні насадки в матеріал витки циліндричної спіралі 2 деформуються під дією сили введення, закриваючи вихідні отвори і запобігаючи її деформації. Потім витки спіралі повертаються у вихідне положення під дією пружних сил, забезпечуючи витікання матеріалу в центр насадки. Недоліком цієї насадки є неможливість регулювання завантаження конвеєра при роботі з різними матеріалами.

Насадка ГК [13] призначена для введення шнека в матеріал без деформації

(рисунок 1.5.в) і складається з корпусу 1 і наконечника 2. Після введення насадки в матеріал вона натягується на корпус і пелюстки розкриваються для забезпечення завантаження лінії ГК. Основним недоліком цієї насадки є дуже низька пропускна здатність конвеєра.

Розглянемо та проаналізуємо конструкції пружних і запобіжних муфт, а також їх комбінації, що застосовуються в гвинтових конвеєрах. У машинобудуванні використовуються компенсуючі муфти різних конструкцій [14], серед яких особливо ефективними є пружні муфти. Вони здатні частково компенсувати нерівномірність обертання валів, зменшувати ударні навантаження і поштовхи, а також гасити крутильні коливання.

Серед запобіжних муфт найбільш поширеними в машинобудуванні є фрикційні та кулачкові муфти. Проте, фрикційні муфти мають суттєві недоліки, такі як низька точність спрацьовування і ненадійність у роботі. Це обумовлено тим, що підвищення температури у фрикційних дисках під час буксування призводить до зміни коефіцієнта тертя і злипання дисків.

Кулачкові муфти, у свою чергу, характеризуються високим коефіцієнтом динамічності при спрацьовуванні, що з часом призводить до зносу профілю елементів зачеплення. Крім того, кулачкові муфти не придатні для використання при значних частотах обертання, що обмежує їх застосування у середньошвидкісних (до 700 об/хв.) і високошвидкісних (понад 700 об/хв.) гвинтових конвеєрах.

На рисунку 1.6 показано конструкцію фрикційної запобіжної муфти підвищеної чутливості, яка включає в себе елементи зачеплення типу "кулька-паз" і "кулька-лунка". Ці елементи забезпечують більш точну роботу муфти при перевантаженні в порівнянні з традиційними фрикційними запобіжними муфтами. На рисунку 1.6 [15] представлена муфта, в якій обертальний момент передається від маточини 1 і ведучої півмуфти 2 та притискного диска 5 через фрикційні накладки на ведену півмуфту 4, з можливістю регулювання моменту за допомогою пружин 6. При перевищенні допустимого моменту відбувається збільшення тиску веденої півмуфти через кульки 3 на конічні поверхні ведучої півмуфти та притискного диска, що призводить до радіального зміщення ведучої півмуфти та посту-

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ

Лист

12

пового розтискання фрикційних накладок [16].

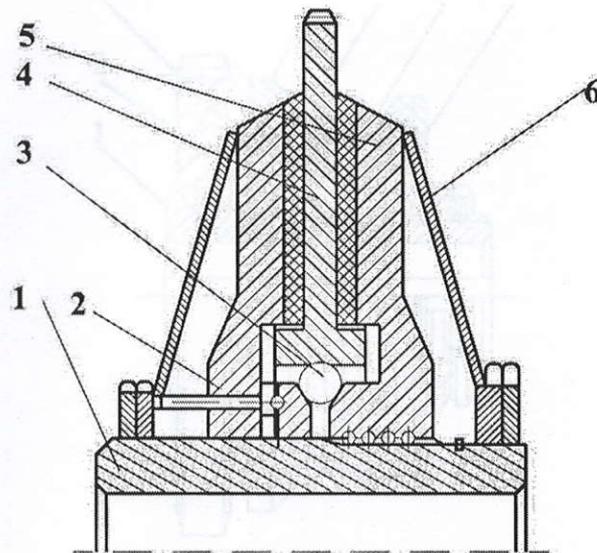


Рисунок 1.6 – Конструкція фрикційної запобіжної муфти підвищеної чутливості: 1 – маточина; 2, 4 - ведуча та ведена півмуфти з фрикційними накладками; 3 – кулька; 5 - натискний диск; 6 – пружини.

На рисунку 1.7 показана кулькова запобіжна муфта з демпфуючими елементами, в якій передбачено захист від перевантажень завдяки амортизаційній втулці. Ця втулка виготовлена з полімерних матеріалів, які характеризуються пружно-в'язкою деформацією, і під час виникнення перевантаження та відносного провертання з осьовим зміщенням півмуфт протидіє миттєвому розтисканню пружини. Це дозволяє ефективно демпфувати як осьовий, так і коловий удар. Однак, основним недоліком цієї запобіжної муфти є обмежена довговічність амортизаційної втулки, яка піддається впливу знакозмінних циклічних навантажень. Через постійні циклічні навантаження амортизаційна втулка схильна до швидкого зносу, що може призводити до зниження ефективності роботи муфти та потреби в частій заміні цього елемента. Важливо враховувати цей аспект під час проектування та експлуатації подібних муфт, а також шукати шляхи підвищення ресурсу амортизаційних елементів.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ

Лист

13

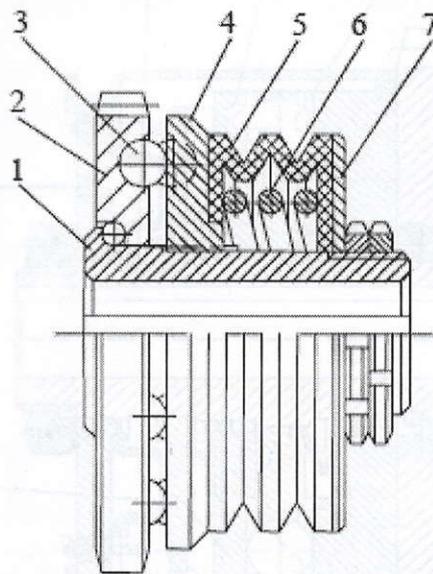


Рис. 1.7 – Конструкція кулькових запобіжних муфт з демпфуючими елементами: 1 – маточина; 2, 4 – ведуча і ведена півмуфти; 3 – кульки; 5 – амортизаційна втулка; 6 – пружина; 7 – диск;

Рис. 1.8 – Конструкція сигнально-запобіжної муфти: 1, 4 – ведуча та ведена півмуфти; 2 – диск; 3 – кульки; 5 – амортизаційна втулка; 6 – електромагнітний золотник; 7 – пневмокамера.

У сигнально-запобіжній муфті [17] яка зображена на рисунку 1.8 застосовано принцип використання стисненого повітря, яке через електромагнітний золотник 6 подається в пневмокамеру 7, забезпечуючи необхідне зусилля підтиску півмуфти 4. Обертальний момент передається від ведучої півмуфти 1 через ведучий диск 2 і кульки 3 до веденої півмуфти 4 і зірочки. У разі перевантаження півмуфта 4 зупиняється, кульки виходять із пазів, що викликає стиск пневмокамери та осьове переміщення ведучого диска. Це призводить до активації електромагнітного золотника 6, припинення подачі стиснутого повітря, роз'єднання півмуфт і вмикання сигналізації, яка попереджає про виникнення перевантаження.

Недоліками цієї муфти є складність виготовлення, висока вартість і недостатня надійність в експлуатації. З огляду на ці фактори, слід приділяти особливу увагу процесу виробництва та підбору матеріалів, а також розглядати можливі шляхи підвищення надійності та зниження вартості конструкції.

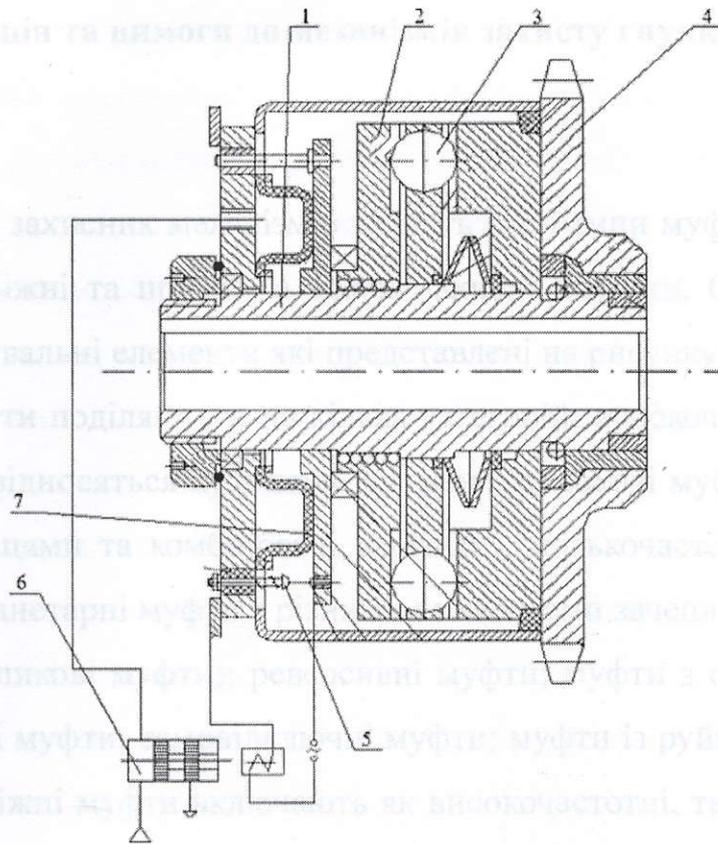


Рис. 1.8 – Конструкція сигнально-запобіжної муфти: 1, 4 - ведуча та ведена напівмуфти; 2 - ведучий диск; 3 - кулька; 5 - електричні контакти; 6 - електромагнітна котушка; 7 - пневматична камера.

Аналіз розглянутих конструкцій запобіжних муфт свідчить про перспективність напрямку зниження динамічних навантажень. Однак для широкого впровадження цього підходу в приводах гнучких гвинтових конвеєрів (ГГК) необхідно розробити запобіжні муфти, які будуть характеризуватися конструктивною простотою, високою надійністю в експлуатації, а також здатністю ефективно захищати від перевантажень гнучкі спіралі конвеєрів. Розробка таких муфт є ключовим завданням для забезпечення тривалої та безперебійної роботи ГГК, оскільки вони сприятимуть не тільки підвищенню надійності, але й зниженню витрат на обслуговування та ремонт обладнання. Важливо також враховувати можливість адаптації конструкцій для різних умов експлуатації та забезпечення їх конкурентоспроможності.

1.3 Класифікація та вимоги до механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів

До складу цих захисних механізмів входять різні типи муфт, зокрема запобіжні, пружно-запобіжні та пружні, а також захисні насадки, бункерні захисні решітки та огорожувальні елементи які представлені на рисунку 1.8.

Запобіжні муфти поділяються на кілька категорій: високочастотні імпульсного типу (до яких відносяться кулачкові, кулькові, роликові муфти, муфти з конусоподібними пальцями та комбіновані варіанти); низькочастотні імпульсного типу (включають планетарні муфти з різними елементами зачеплення, низькочастотні кулькові та роликові муфти); реверсивні муфти; муфти з осьовим зміщенням валів; фрикційні муфти; самовідключні муфти; муфти із руйнівними елементами. Пружно-запобіжні муфти включають як високочастотні, так і низькочастотні імпульсного типу (згадані вище), а також фрикційні муфти з пружними компенсуючими елементами. Пружні муфти поділяються на різновиди з металевими і неметалевими елементами, детальна класифікація яких представлена в роботі [18].

Захисні насадки доцільно класифікувати на чотири типи: з механізмом відключення подачі; з нерегульованими отворами для просипання; з регульованими отворами для просипання; з механізмом регулювання подачі матеріалу під час транспортування.

Бункерні захисні решітки поділяються на два типи: з регульованими та нерегульованими отворами для просипання.

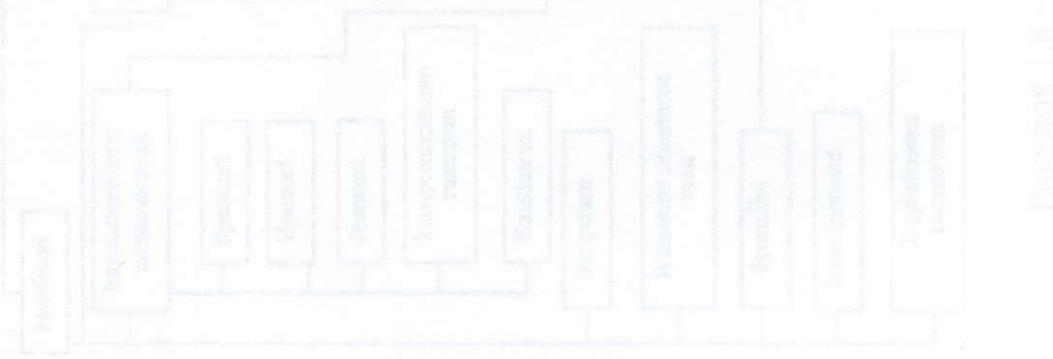
Огороджувальні захисні елементи раціонально розподіляти залежно від їх розміщення: у зоні завантаження; у зоні вивантаження; уздовж довжини транспортної магістралі.

Вибір відповідних захисних механізмів та їх конструкцій залежить від низки факторів, таких як призначення конвеєра, умови його експлуатації, вартість, продуктивність, енергетичні витрати, пов'язані з виконанням технологічного процесу, витрати на обслуговування та ремонт, ризик втрат через пошкодження

під час транспортування, габарити, рівень безпеки, надійність та безвідмовність у роботі, довжина транспортної магістралі, кривизна траєкторії транспортування та можливість її зміни, а також висота підйому транспортованого матеріалу. Оцінка цих параметрів дозволяє оптимізувати вибір захисних механізмів для забезпечення ефективної та надійної роботи гнучких гвинтових конвеєрів.

Вимоги до захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів безпосередньо залежать від раніше зазначених факторів. Розрахунок бункерних захисних решіток та огорожувальних захисних елементів базується на виборі розмірів отворів, що забезпечують запобігання потраплянню до кожуха ГГК сторонніх предметів і великих кускових матеріалів, які можуть викликати його забивання. Водночас, необхідно забезпечити оптимальний процес завантаження міжвиткового простору шнека для досягнення максимальної продуктивності. При проектуванні захисних насадок враховуються аналогічні міркування, зокрема базова залежність, яка визначає швидкість просипання вантажу через отвір.

Проектування муфт для ГГК повинно включати розробку муфт із розширеними функціональними можливостями. Окрім забезпечення функції відключення шнека при перевантаженні, ці муфти мають виконувати роль пружнокомпенсуючих елементів. При їх розробці необхідно враховувати всі технічні, технологічні та експлуатаційні вимоги, що до них висуваються. Виконання цих вимог сприятиме підвищенню надійності муфт і забезпечить їх тривалий термін експлуатації. Інтеграція таких муфт у конструкцію ГГК дозволить значно знизити ризик аварійних ситуацій і підвищити загальну ефективність роботи системи.



2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунки статичних зусиль для запобіжних механізмів

Надійність будь-якої машини значною мірою визначається надійністю її окремих компонентів, а також правильністю розрахунків, проектування, виготовлення та умов експлуатації. Сучасні методи розрахунку дозволяють з високою точністю вибирати конструктивні параметри деталей машин, враховуючи динаміку їх роботи. Однак багато процесів, що відбуваються під час експлуатації механізмів, складно піддаються математичному моделюванню, що підкреслює необхідність надійного захисту машин від перевантажень.

Вимоги до надійності, низької металоємності та економічності гнучких гвинтових конвеєрів створюють потребу в подальшому вдосконаленні існуючих і розробці нових, високоточних та надійних захисних пристроїв. Розробка ефективних конструкцій і проведення ґрунтовного аналізу функціонування пружно-запобіжних муфт (ПЗМ) з урахуванням динаміки процесу перевантаження ГГК, а також дослідження їх основних функціональних і експлуатаційних характеристик, дозволить визначити оптимальні конструктивні, силові та енергетичні параметри. Це, в свою чергу, значно сприятиме їх впровадженню в приводах нових поколінь ГГК, забезпечуючи підвищену надійність і тривалість роботи цих систем.

Схема ГГК з ПЗМ у приводному блоці показана на рисунку 2.1.

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Конструкторська частина			Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Шевченко В.			25.08				Н	13	
Перев.	Васильєв			25.08				Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		
Н. контр.	Васильєв			25.08						
Затв.	Орисенко			26.08						

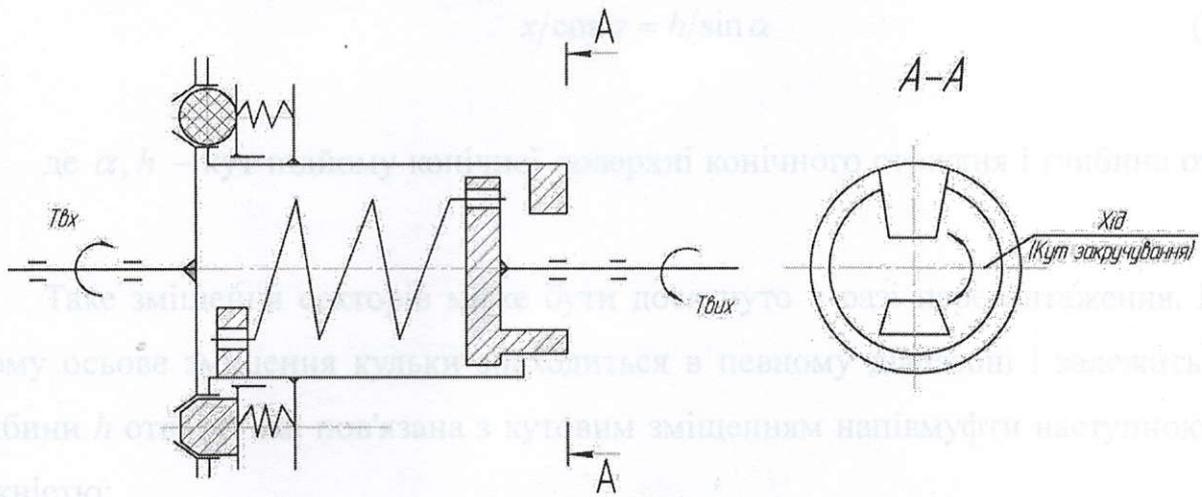


Рисунок 2.2 – Схема руху пружинної запобіжної муфти

Муфта працює наступним чином. Під час запуску приводу (не показано) крутний момент передається від ведучої півмуфти до веденої через елементи зачеплення. Потім крутний момент передається на гнучкий гвинтовий робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра за допомогою пружного механізму, розташованого на веденій півмуфті. Пружинний механізм забезпечує плавний запуск гвинтового бігуна за рахунок скручування пружини.

У разі виникнення перевантаження на шнеку відбувається розчеплення півмуфт, оскільки елементи зачеплення (кульки та конічні стержні) виходять з лунок. При подальших змиканнях півмуфт в режимі буксування елементи зачеплення, виготовлені з матеріалів з демпфувальними властивостями, функціонують як демпфери, зменшуючи удари та динамічні навантаження між півмуфтами.

Розглянемо стан елементів зачеплення "кулька – лунка" і "конічний стержень – лунка" під час взаємодії півмуфт між собою. У контактних зонах між тілами кочення та поверхнями лунок виникають реакції P_{κ} , F_{κ} , N_{κ} , а також відповідні сили тертя $F_{тк}$, що проявляються при відносному обертанні півмуфт.

Нормальна складова N_{δ} , що діє на робочу конусну поверхню сектора демпфера, визначається зусиллям змієвидної кільцевої пружини. Внаслідок цього, при обертанні півмуфт на поверхні демпфера виникає сила тертя $F_{т\delta}$.

Радіальне зміщення сектора x виражається наступним рівнянням:

$$x/\cos \alpha = h/\sin \alpha \quad (2.1)$$

де α, h – кут підйому конічної поверхні конічного стрижня і глибина отвору.

Таке зміщення секторів може бути досягнуто в разі перевантаження. При цьому осьове зміщення кульки знаходиться в певному діапазоні і залежить від глибини h отвору, яка пов'язана з кутовим зміщенням напівмуфти наступною залежністю:

$$\varphi_2 - \varphi_3 = h \cdot \operatorname{ctg} \beta / R_k, \quad (2.2)$$

де β, R_k – кут профілю лунки та радіус знаходження кульки;

φ_2, φ_3 – значення відносного кута повороту напівмуфт.

Як правило, кут підйому отвору β і конічного стрижня α збігаються.

Креслення для визначення умов експлуатації тіл кочення і демпферів представлена на рисунку 2.3.

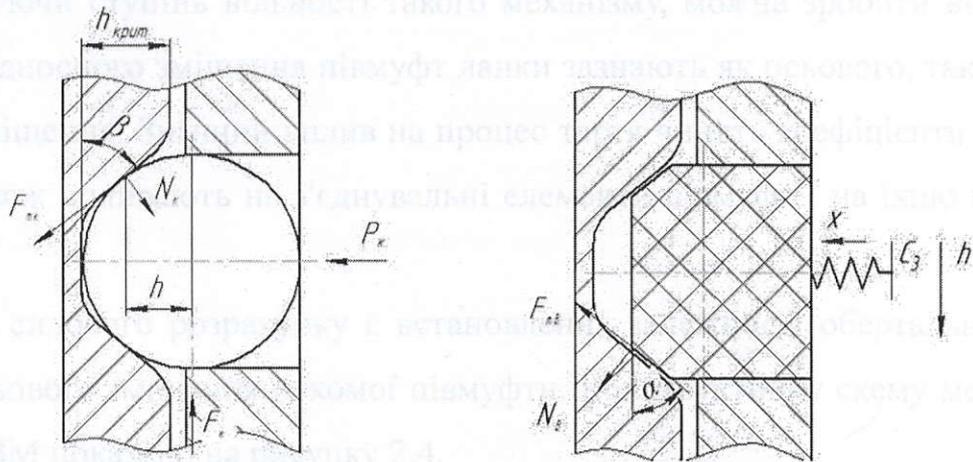


Рисунок 2.3 – Креслення елементів з'єднання для ПЗМ: куля - отвір, конічний стрижень (демпфер) - отвір

Коли куля взаємодіє з отвором, рівноважний стан можна записати у вигляді такого рівняння:

$$\begin{cases} P_k - N_k \cos \beta + F_{mk} \sin \beta = 0 \\ F_k - N_k \cos \beta + F_{mk} \sin \beta = 0. \\ F_{mk} = N_k \cdot f_{mk} \end{cases} \quad (2.3)$$

Під час обертання напівмуфт на робочих поверхнях шліців і демпфера виникають сили тертя, які визначаються за такими залежностями:

$$\begin{cases} F_{ш} = (1/R_{ш}) C_2 (\varphi_2 - \varphi_4) / f_{ми} + \dot{x} \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_{ми} \\ F_{мд} = \frac{\dot{x}}{\cos \alpha} \mu_{мд} + N_{д} f_{мд} \end{cases}, \quad (2.4)$$

де C_2 , $f_{ми}$, $f_{мд}$ – жорсткість приводної системи і коефіцієнт тертя шліців зводяться до осьової сили і сухого тертя демпфера;

$\mu_{ми}$, $\mu_{мд}$, $R_{ш}$ – коефіцієнт в'язкого тертя між шліцом і демпфером та середній діаметр шліца;

$F_{ш}$, φ_4 – сила тертя в шліцах і кут повороту системи.

Аналізуючи ступінь вільності такого механізму, можна зробити висновок, що під час відносного зміщення півмуфт ланки зазнають як осьового, так і радіального переміщення. Значний вплив на процес тертя чинять коефіцієнти в'язкого тертя, які також впливають на з'єднувальні елементи півмуфт і на їхню швидкість.

Метою силового розрахунку є встановлення залежності обертального моменту від осьового зміщення рухомої півмуфти. Конструктивну схему механізму діафрагми ПЗМ показано на рисунку 2.4.

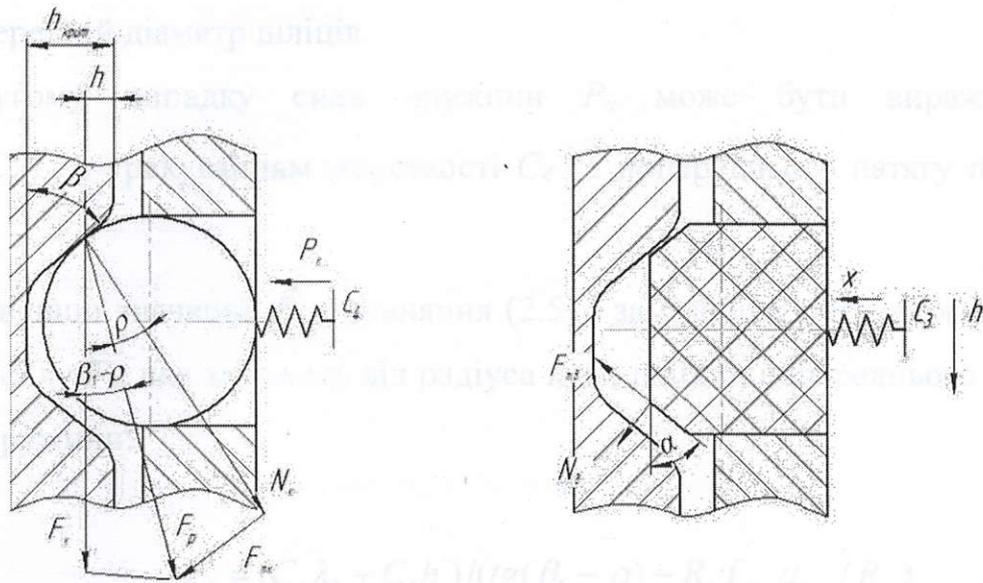


Рисунок 2.4 – Схема механізму розчеплення еластичної запобіжної муфти.

При взаємодії півмуфт у зоні контакту кульки з лункою виникає нормальна реакція N_k і сила тертя $F_{тк}$, спрямована протилежно до переміщення ведучої ланки. Вектор результуючої сили F_p зміщений у напрямку дії колової сили F_k на кут тертя ρ .

У разі перевантаження повне відключення муфти відбувається, коли рухома півмуфта зміщується в осьовому напрямку на критичну величину $h_{крит}$ яка залежить від початкового зміщення h і радіуса заокруглення півмуфт.

Розглядаючи профіль кулькового зачеплення, можна простежити зміну обертального моменту на різних етапах роботи муфти: на першому етапі рухома півмуфта зміщується на величину h' від 0 до $(h'_{крит} - r(1 - \cos \beta))$, а на другому етапі кульки повністю виходять із зачеплення.

Після розгляду сил зв'язок, що $\beta_1 = (90^\circ - \beta)$ між окружною силою F_k і силою пружини P_k визначається за відомою формулою:

$$P_k = F_k (\operatorname{tg}(\beta - \rho)) - \frac{R_k f_{ми} \mu_{ми}}{R_{и}}, \quad (2.5)$$

де β_1 – кут нахилу;

$R_{ш}$ – середній діаметр шліців.

У другому випадку сила пружини P_k може бути виражена як $P_k = C_4 \lambda_0 + C_4 h'$, з урахуванням жорсткості C_4 та попереднього натягу пружини λ_0 .

Підставивши значення P_k у рівняння (2.5) і замінивши його, можна визначити колову силу F_k , яка залежить від радіуса кулі, шліців, попереднього натягу і жорсткості пружини:

$$F_k = (C_4 \lambda_0 + C_4 h') / (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - R_k f_{му} \mu_{му} / R_{ш}). \quad (2.6)$$

З огляду на значення окружної сили F_k у рівнянні (2.6) і радіус кульки на доріжці, визначають крутний момент муфти в разі зміщення рухомої напівмуфти в осьовому напрямку на h' :

$$T = R_k (C_4 \lambda_0 + C_4 h') / (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - R_k f_{му} \mu_{му} / R_{ш}). \quad (2.7)$$

У міру просування кульки по заокругленій частині напрямком нормальної реакції N_k змінюється по відношенню до робочої поверхні. Тому необхідно визначити залежність зміни напрямку від переміщення рухомої напівмуфти.

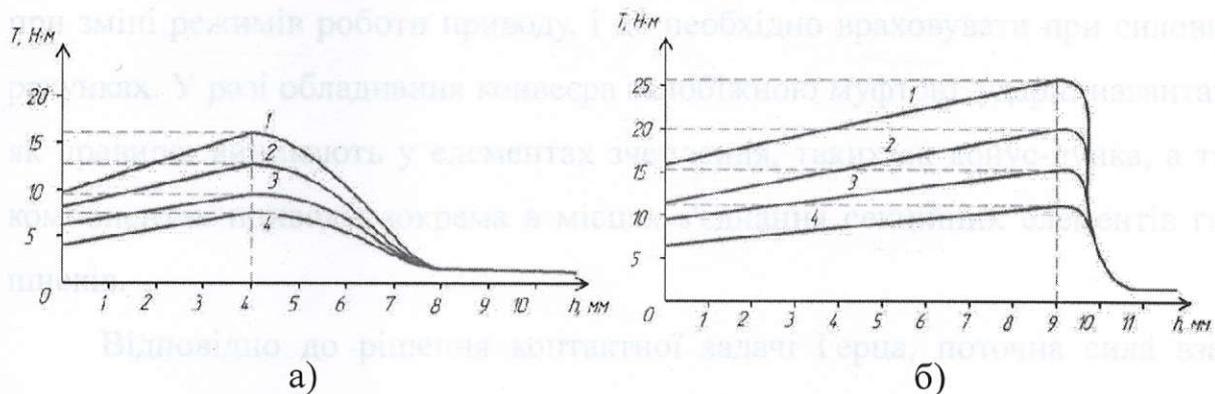
Визначаємо величину колової сили в залежність (2.5) від сили стиску пружини:

$$P_k = F_r \frac{(x+z) - \operatorname{tg} \rho (r^2 (z+y)^2)^{1/2}}{(r^2 - (z+y)^2)^{1/2} + \operatorname{tg} \rho (z+y)} - \frac{R_k f_{му} \mu_{му}}{R_{ш}} \quad (2.8)$$

Значення крутного моменту в другій фазі роботи такі:

$$T = \frac{F_k [C_4 \lambda_0 + C_4 (h'_{\text{крит}} - y')] \cdot R_k f_{\text{ми}} \mu_{\text{ми}}}{(r + y') - \text{tg}(2r \cdot y' - (y')^2)^{1/2} + \text{tg} \rho (r + y')} \cdot \frac{R_k f_{\text{ми}} \mu_{\text{ми}}}{R_{\text{ш}}} \quad (2.9)$$

Рівняння крутного моменту було розраховано чисельно за формулою (2.7) і (2.9) (при $R_k = 50$ мм; $C_4 = 16$ Н/мм; $\mu_{\text{ми}} = 1,05$; $f_{\text{ми}} = 0,15$; $\lambda_0 = 6$ мм, $R_{\text{ш}} = 20$ мм, $h = (4-10)$ мм) на рисунку 2.5 Графік зміни величини крутного моменту T внаслідок переміщення рухомої напівмуфти залежно від величини h'



Рисунку 2.5 – Залежність зміни крутного моменту T від осевого зміщення рухомої півмуфти на величин h' при різних кутах нахилу лунок:

$$1 - \beta_1 = 45^\circ; 2 - \beta_1 = 50^\circ; 3 - \beta_1 = 55^\circ; 4 - \beta_1 = 60^\circ.$$

Аналізуючи ці залежності, можна дійти висновку, що граничний момент спрацьовування ПЗМ розраховується за формулою (2.7) при максимальному переміщенні рухомої півмуфти на величину $h'_{\text{крит}}$. Варто зазначити, що зміна кута нахилу лунки в діапазоні від 60° до 45° призводить до збільшення моменту спрацьовування в 1,8 рази. Крім того, застосування конічних стержнів як елементів передачі обертального моменту підвищує граничний момент спрацьовування ПЗМ. Проте, з конструктивної точки зору, їх доцільніше використовувати як демпфери, тоді як кульки краще підходять для передачі обертального моменту.

2.2 Вплив зазору на контактні сили в приводах гнучких гвинтових конвеєрів

Експлуатація гнучких гвинтових конвеєрів супроводжується змінними динамічними навантаженнями. При спрацюванні запобіжних муфт та взаємодії елементів приводу, що мають зазори, виникають ударні контактні напруження.

Підвищення динамічних характеристик системи спостерігається при зіткненні металевих деталей приводу, що зазвичай відбувається під час запуску або при зміні режимів роботи приводу, і це необхідно враховувати при силових розрахунках. У разі обладнання конвеєра запобіжною муфтою, ударні навантаження, як правило, виникають у елементах зчеплення, таких як конус-лунка, а також у компонентах приводу, зокрема в місцях з'єднання секційних елементів гнучких шнеків.

Відповідно до рішення контактної задачі Герца, поточна сила взаємодії двох тіл при незначних швидкостях зіткнення у випадку пружного ударного контакту описується залежністю:

$$P_{ij} = k_{ij} a_{ij} u_{ij} = k_{ij} u_{ij}^{3/2} / \sqrt{K_i + K_j}, \quad (2.10)$$

де k_{ij} - коефіцієнт, що враховує пружні властивості контактуючих тіл.;

u_{ij} - величина збіжності жорсткого тіла в контактній задачі Герца;

a_{ij} - радіус контакту;

K_i та K_j - кривизна поверхні об'єкта в точці контакту (увігнуті поверхні позначені знаком мінус).

Рівняння поверхні кулі (сфери) має вигляд:

$$f_k(x, y, z, t) = (x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2 - R_k^2 = 0, \quad (2.11)$$

де $x_0(t)$, $y_0(t)$, $z_0(t)$ - координати центру рухомої (кульової) системи ко-

ординат у базовій (нерухомій) системі координат.

Рівняння конічного елемента, координати вершини якого витягнуті вздовж осі O_z , $z = z_0(t)$ та кутом при вершині 2γ :

$$f_{k.z.}(x, y, z, t) = (x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 \cos^2 \gamma + (z - z_0(t))^2 \sin^2 \gamma \leq 0 \quad (2.12)$$

Таким чином, для елементів кулі та конуса рівняння поверхні записуються у наступному вигляді:

$$f_k(x, y, z, t) = \sqrt{(x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2} - R_k \leq 0 \quad (2.13)$$

$$f_{k.z.}(x, y, z, t) = \sqrt{(x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2} \cos \gamma + (z - z_0(t)) \sin \gamma \leq 0 \quad (2.14)$$

Елементи свердловини описуються так само. Якщо поверхня контакту описується неявною функцією одиничного градієнта, $f_i = f_i(x, y, z) = 0$, тоді величину зближення твердих тіл в точці контакту $E = (x_E, y_E, z_E)$ можна умовно вважати глибиною проникнення одного геометричного об'єкта в інший.

В цьому випадку величина жорсткого зближення буде

$$u_{ij} = \Delta h_i + \Delta h_j = -[f_{iE}(x_E, y_E, z_E) + f_{jE}(x_E, y_E, z_E)], \quad (2.15)$$

де Δh_i та Δh_j - глибина проникнення кожного об'єкта відносно розрахункової точки контакту (конвергенції) E .

Згідно з дослідженнями [19], результати числового моделювання показують, що час контакту металевих об'єктів складає мілісекунди і залежить від рухомих мас. Максимальна сила, що виникає при динамічному безперервному контакті, не перевищує подвійного значення статичного навантаження. При цьому, час контактної взаємодії практично не залежить від швидкості наближення тіл.

При реалізації імітаційної моделі системи швидкість збіжності визначається

ся шляхом диференціювання часового значення зміщення центру ваги об'єкта $C_i(x_{ci}(t), y_{ci}(t), z_{ci}(t))$ та $C_j(x_{cj}(t), y_{cj}(t), z_{cj}(t))$. Беручи до уваги, що маса елемента j (наприклад, приводної напівмуфти, жорстко з'єднаної з приводом) значно більша за масу елемента i (підпружиненої напівмуфти), ми припускаємо наступне, що $df_j(x_{cj}, y_{cj}, z_{cj}, t) / dt = 0$.

Відповідно:

$$v_i = v_{i-} = df_j(x_{cj}, y_{cj}, z_{cj}, t) / dt = 0. \quad (2.16)$$

Нехай імпульс імпульсу в момент зіткнення виражається наступним чином.

$$\int_0^{t_k} P_{ij} dt = \xi_{ij} P_{ij \max} t_k \quad (2.17)$$

де ξ_{ij} – коефіцієнт що враховує форму кривої $0,55 \leq \xi_{ij} \leq 0,7$

Відповідно $\xi_{ij} = 0.6$

Тоді, відповідно до закону збереження імпульсу, залежність набуває вигляду:

$$m_i (1 + k_{від}) v_i = \int_0^{t_k} P_{ij} dt = \xi_{ij} P_{ij \max} t_k, \quad (2.18)$$

де $k_{від}$ – коефіцієнт відновлення.

Максимальна сила удару може бути визначена за наступною залежністю:

$$P_{ij \max} = \frac{(1 + k_{від}) m_i}{\xi_{ij} t_k} \cdot \frac{df_j}{dt} = \frac{(1 + k_{від}) m_i v_i}{\xi_{ij} t_k}. \quad (2.19)$$

При включенні приводу системи безззорних з'єднань максимальна сила, яка може діяти на сполучення між ними, визначається динамікою прискорення. В інерційних динамічних процесах з пружинними навантаженнями безударний рух підтримується до рівня сили при нерухомому навантаженні.

Отже, у випадках, коли в системі є зазори або при спрацюванні муфти, ударні навантаження прямо пропорційні масі (моменту інерції) об'єкта, який підлягає приведенню в робочий рух, а також його відносній лінійній або кутовій швидкості зближення. З цього випливає, що елементи, які приводяться в рух з ударом

або з проскакуванням (як у випадку муфти), повинні мати мінімальну масу та бути еластично з'єднаними з робочими органами, що сприймають основне навантаження. Ці вимоги повністю відповідають конструкції розробленої муфти, яка оптимально поєднує мінімізацію інерційних характеристик та ефективно демпфування ударних навантажень, забезпечуючи надійну роботу системи навіть за умов інтенсивних динамічних впливів.

З огляду на те, що тривалість ударної взаємодії становить тисячні частки секунди, необхідно, щоб пружні елементи забезпечували мінімальне кутове зміщення приводної напівмуфти відносно робочого органа для запобігання ударних навантажень на робочий вантаж під час транспортування вантажів високошвидкісними конвеєрами. Зокрема, для робочої кутової швидкості конвеєра цей зсув має бути достатнім для повного розсіювання динамічного удару наступної маси і, згідно з розрахунками, має бути близьким до відповідного значення.

При зменшенні зміщення до половини від визначеного значення, вплив робочої маси, з урахуванням суперпозиції, лише незначно перевищує навантаження, яке виникає в безударному режимі динамічного руху.

Максимальні контактні напруження, що виникають у зоні контакту, можуть бути розраховані на основі відомих залежностей від максимальної сили ударної взаємодії. Це дозволяє провести інженерний вибір матеріалів для деталей спряження та їх розрахунок на довговічність.

Результати проведених досліджень свідчать про те, що за допомогою конструктивних рішень, зокрема шляхом зменшення величини вільного ходу півмуфти, мінімізації зазорів у з'єднаннях, зниження маси деталей, які піддаються ударним навантаженням, та забезпечення їх пружного зв'язку з гвинтовими робочими органами, можна практично нівелювати вплив ударних навантажень на динаміку системи в цілому. Це є важливим аспектом підвищення надійності та довговічності обладнання.

ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ				Лист 30

3 НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1 Конструкція еластичних запобіжних муфт для гнучких гвинтових конвеєрів

Конструкція ПЗМ ГТК складається з перфорованої ведучої напівмуфти і перфорованої веденої напівмуфти, оснащеної пружиною стиснення, силу стиснення якої можна регулювати за допомогою гайки. Крім того, ведуча напівмуфта складається з двох частин і має механізм плавного пуску, який взаємодіє з ведучою напівмуфтою, забезпечуючи кругове обертання за допомогою опорного підшипника в центрі. Механізм плавного пуску доступний в різних версіях з різними типами демпферного матеріалу: конічний стрижень - демпферний матеріал, кулька - метал або конічний стрижень - метал, кулька - демпферний матеріал. Загальний вигляд розробленої еластичної запобіжної муфти показано на рисунку 3.1, а розібраний варіант - на рисунку 3.2.

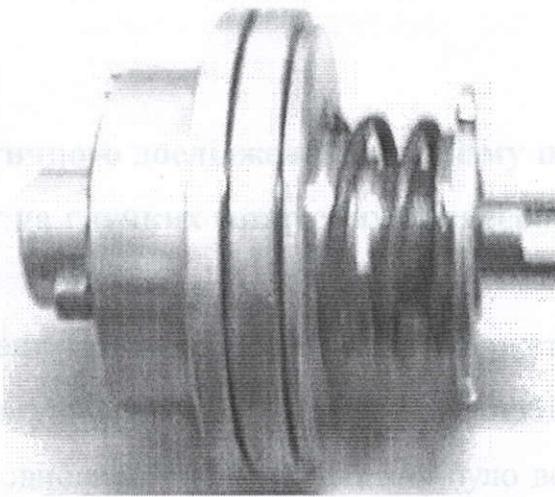


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд еластичних запобіжних муфт

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Наукова частина			Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Шевченко В.			25.08				Н	31	
Перев.	Васильєв			15.08	Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.					
Н. контр.	Васильєв			20.08						
Затв.	Орисенко			26.08						

При роз'єднанні напівмуфти спочатку контактують з'єднувальні елементи конічного стрижня і пари отворів, а демпфуючі властивості стрижня завдяки комбінованому крученню і некрученню торсіонної пружини забезпечують швидке зниження динамічного навантаження під час роботи запобіжної муфти.

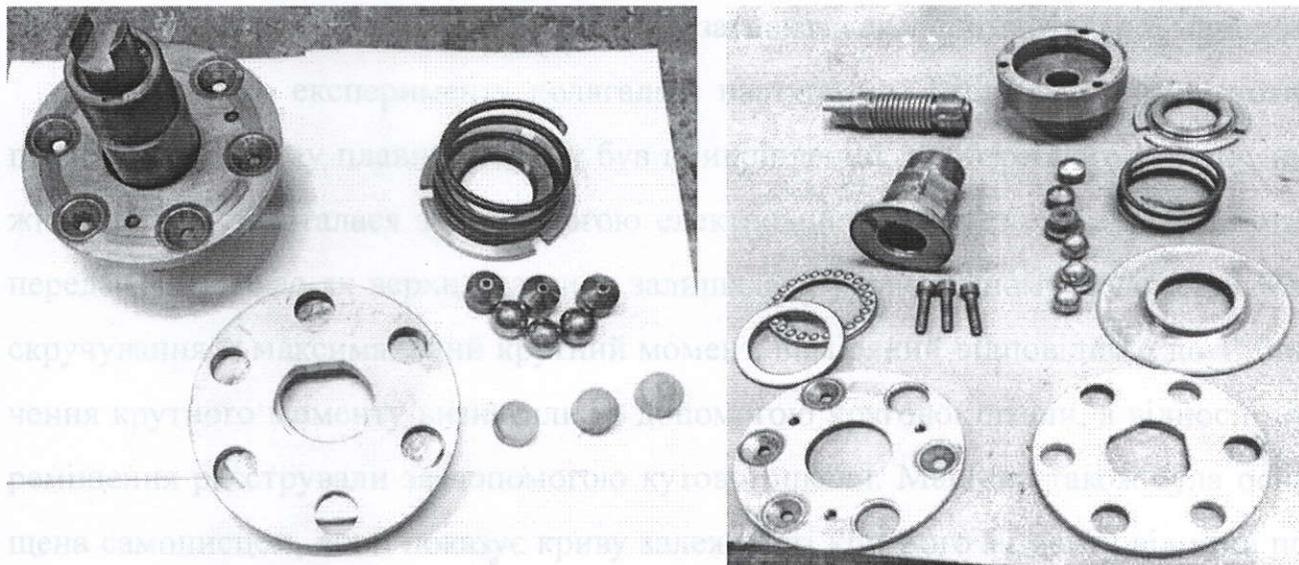


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд пружинної запобіжної муфти в розібраному стані

3.2 Результати статичного дослідження механізму плавного пуску еластичних запобіжних муфт на гнучких гвинтових конвеєрах

Методика експериментальних досліджень включала статичні експерименти з вивчення роботи механізму плавного пуску пружної запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра. Основною метою дослідження було встановлення взаємозв'язку між деформаційно-силовими характеристиками та конструктивними параметрами цього механізму. Зокрема, експериментально визначено жорсткість на кручення механізму плавного пуску та гнучкого гвинтового робочого органу ПЗМ. Для забезпечення ефективної роботи системи та безперебійної роботи гнучкого гвинтового робочого органу жорсткість на кручення механізму плавного пуску повинна бути обрана щонайменше вдвічі меншою, ніж жорсткість на кру-

чення гнучкого гвинтового робочого органу.

Для визначення жорсткості на кручення використовувалася експериментальна машина типу КМ-50-1 (рисунок 3.3 а), на якій пружина механізму плавного пуску ПЗМ (рисунок 3.3 б) була закріплена на хомуті з виїмкою, паралельною циліндричній поверхні на кінці. Ця насічка використовувалася для з'єднання хомута з затискним механізмом поворотного затискача експериментальної машини.

Процедура експерименту полягала в наступному. Після того, як прототип пружини механізму плавного пуску був прикріплений до обертового затиску, нижня частина оберталася за допомогою електродвигуна через систему зубчастих передач, в той час як верхня частина залишалася у фіксованому положенні. Кут скручування α максимальний крутний момент, виміряний відповідно α до T . Значення крутного моменту визначали за допомогою кругової шкали, а відносні переміщення реєстрували за допомогою кутової шкали. Машина також була оснащена самописцем, який показує криву залежності крутного моменту від кута повороту нижнього тримача. Під час експерименту значення крутного моменту реєструвалися як функція відносного кута повороту обох частин пружини плавного пуску КВМ, що забезпечує 10-кратну повторюваність для забезпечення точності результатів.

Такий підхід забезпечує надійність і довговічність всієї системи в цілому, а також точні характеристики жорсткості на кручення, необхідні для розрахунку і проектування елементів ПЗМ.

Аналогічно були закріплені елементи ГГРО (рисунок 3.3 в) і проведені статичні випробування.

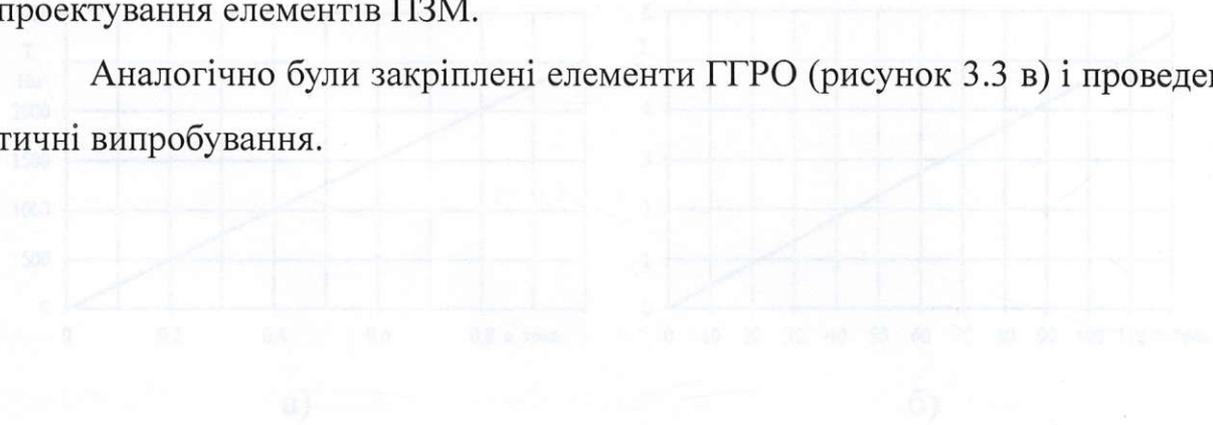
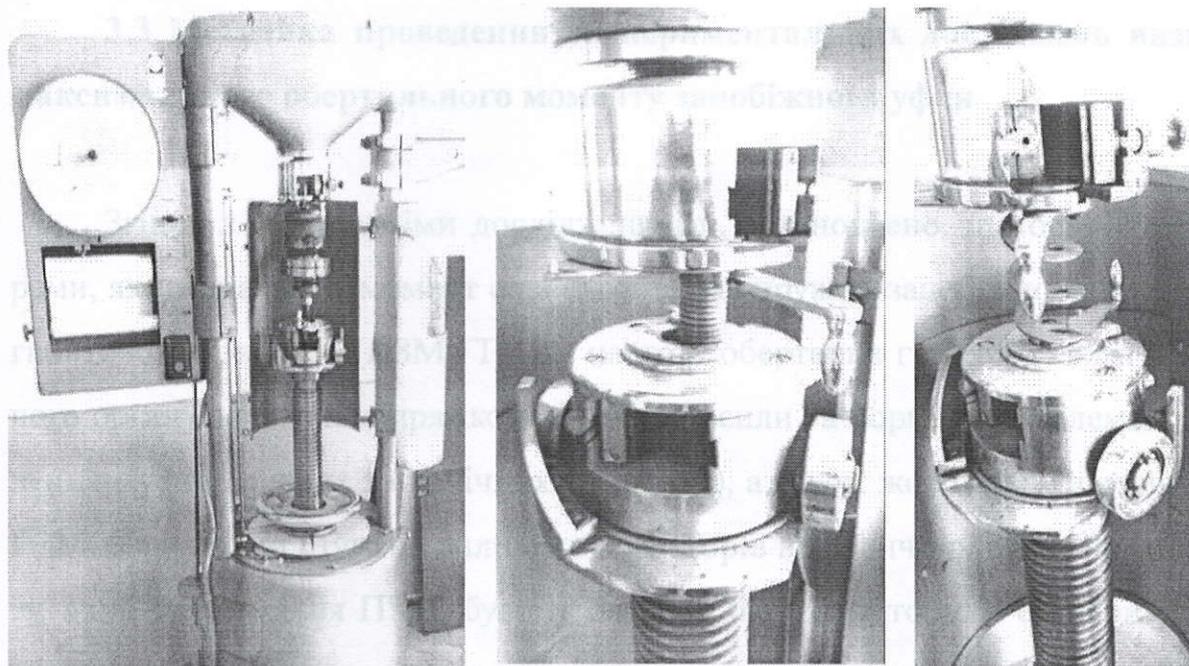


Рисунок 3.4 – Залежність кута скручування α від крутного моменту T (а) спіралі ($T = 150$ мм; $b = 3$ мм; $D = 68$ мм; $d = 16$ мм); (б) пружини механізму плавного пуску ПЗМ ($T = 48$ мм; $D = 32,5$ мм; $d = 4$ мм)



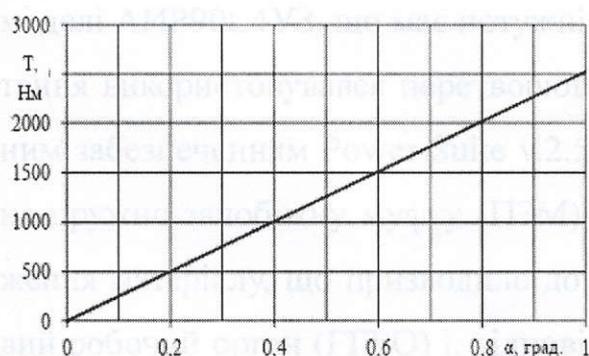
а)

б)

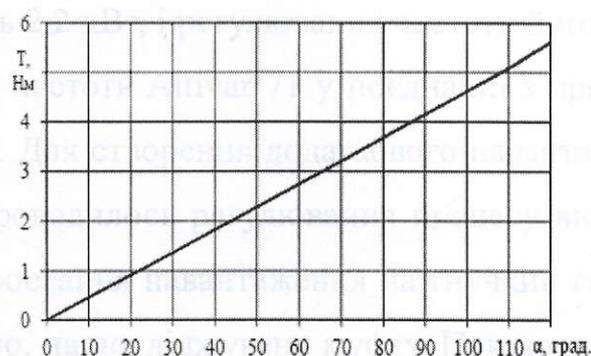
в)

Рисунок 3.3 – Дослідна машина КМ-50-1: а) загальний вигляд; б) з досліджуваною пружиною механізму плавного пуску ПЗМ ГГК; в) з досліджуваним елементом ГГРО досліджуваної установки

Результати показують, що жорсткість на кручення пружини механізму плавного пуску ПЗМ які представлені на рисунку 3.4.а) значно нижча, ніж жорсткість на кручення пружини ГГРО експериментальної машини які представлені на рисунку 3.4.б).



а)



б)

Рисунок 3.4 – Залежність кута скручування α від крутного моменту T : а) спіралі ($l = 150$ мм; $h = 3$ мм; $D = 68$ мм; $b = 16$ мм); б) пружини механізму плавного пуску ПЗМ ($l = 48$ мм; $D = 32,5$ мм; $d = 4$ мм)

3.3 Методика проведення експериментальних досліджень визначення максимального обертового моменту запобіжної муфти

Згідно з попередніми дослідженнями, встановлено, що основними факторами, які визначають момент спрацьовування пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра (ПЗМ ГГК), є частота обертання гнучкого гвинтового робочого органу, кут між напрямком дії колової сили та нормаллю в елементах зачеплення муфти (лунках та конічних стержнях), а також жорсткість пружини стиску ПЗМ. Для оцінки ступеня впливу цих факторів на величину обертового моменту, який передається ПЗМ, було проведено багатофакторний експеримент. З метою визначення граничних значень передачі обертового моменту ПЗМ ГГК у залежності від силових та конструктивних параметрів, було виконано серію вимірювань обертового моменту під час спрацьовування муфти. Ці дані фіксувалися за допомогою комп'ютерної системи із заздалегідь заданою частотою з використанням програмного забезпечення Power Suite [20]. Такий підхід дозволяє забезпечити високу точність і надійність експериментальних даних, що є критично важливим для подальшого удосконалення конструкції муфти та забезпечення її ефективної експлуатації. Для визначення залежності обертового моменту було проведено експеримент, в якому сипкий матеріал, зокрема кукурудза, засипався в бункер і транспортувався до зони вивантаження. Для пуску електродвигуна моделі АИР90L4УЗ, що має потужність 2,2 кВт, і регулювання частоти його обертання використовувався перетворювач частоти Altivar 71 у поєднанні з програмним забезпеченням Power Suite v.2.5.0. Для створення додаткового навантаження на пружно-запобіжну муфту (ПЗМ) проводилось регулювання процесу вивантаження матеріалу, що призводило до зростання навантаження на гнучкий гвинтовий робочий орган (ГГРО) і, відповідно, на досліджувану муфту. При досягненні критичного навантаження ПЗМ спрацьовувала, що виражалося в роз'єднанні півмуфт і падінні обертового моменту на валу двигуна. Ці процеси, зокрема величини обертових моментів спрацьовування ПЗМ у залежності від частоти обертання ГГРО, жорсткості пружини стиску ПЗМ, а також кута нахилу елементів зачеп-

лення муфти під час перевантаження, фіксувалися з трикратною повторюваністю у вікні ПК. Результати експерименту дозволяють глибше розуміти взаємодію параметрів системи і їхній вплив на динаміку процесу, що є важливим для оптимізації роботи обладнання та підвищення його надійності.

Таблиця 3.1 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних

№	Найменування	Розмірність	Позначення	Верхній рівень (+)	Нульовий рівень (0)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X ₁	Частота обертання	об/хв	<i>n</i>	480	240	0	240
X ₂	Кут між напрямком дії колової сили і нормаллю	град	<i>α</i>	60	55	50	5
X ₃	Жорсткість пружини	Н/мм	<i>C</i>	16,5	14,3	12,1	2,2

Дані експериментального масиву оброблялися за загальновідомими методами та методиками статистичної обробки з використанням відомих методів кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних для отримання емпіричних рівнянь регресії.

$$T = f(n, \alpha, C) \quad (3.1)$$

Для спрощення записів і наступних розрахунків верхній рівень варіювання факторів позначається символом (+1), середній рівень – (0), нижній – (-1). Вказаний запис переводить параметри варіювання у новий кодовий масштаб за формулою

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.2)$$

де x_i – значення i -го фактору в новому кодовому масштабі;

X_i – значення i -го фактору в натуральному масштабі;

X_{i0} – основний рівень i -го фактору;

ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактору.

У нашому випадку квадратична модель використовується, якщо вплив цих параметрів на вихід змішувача відрізняється від лінійного. Якщо створена модель не відповідає експерименту (не підходить), використовується інший тип дизайну. При описі експериментального плану не слід вказувати '1', а код рівня фактора повинен мати наступний вигляд: '+ «,» 0 «,» -».

При проведенні експериментів за обраним планом експерименти з нульовою точкою (всі фактори на основному рівні) повинні бути рівномірно розподілені між іншими експериментами і повторюватися кожні три-п'ять разів.

У загальному вигляді для трифакторного експерименту:

$$y_j = b_0 + \sum_{i=1}^3 a_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^3 b_{ii} x_i^2 \quad (3.3)$$

де $i, j = 1, 2, \dots, k$ – порядкові номери факторів;

y_j – обернений момент на певному валу T, H ;

x_1, x_2, \dots, x_k – вихідні фактори;

$b_0, b_1, b_2, \dots, b_{ij}, b_{ii}, \dots, b_k$ – коефіцієнти рівняння.

Таблиця 3.2 – План проведення експериментів при числі параметрів, рівних 3

№ досліду	Матриця планування (x_i)			Квадрати параметрів (x_i^2)			Взаємодія ($x_i x_j$)		
	x_1	x_2	x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$
N_1	1	+	+	+	+	+	+	+	+
	2	—	+	+	+	+	—	—	+
	3	+	—	+	+	+	—	+	—
	4	—	—	+	+	+	+	—	—
	5	+	+	—	+	+	+	+	—
	6	—	+	—	+	+	+	—	+
	7	+	—	—	+	+	+	—	—
	8	—	—	—	+	+	+	+	+
N_α	9	+	0	0	+	0	0	0	0
	10	—	0	0	+	0	0	0	0
	11	0	+	0	0	+	0	0	0
	12	0	—	0	0	+	0	0	0
	13	0	0	+	0	0	+	0	0
	14	0	0	—	0	0	+	0	0
n_0	15	0	0	0	0	0	0	0	0
	16	0	0	0	0	0	0	0	0
	17	0	0	0	0	0	0	0	0

У загальному вигляді для трифакторного експерименту:

$$\hat{y}_i = b_0 + \sum_1^k b_i x_i + \sum_1^k b_{ii} x_i^2 + \sum_1^k b_{ij} x_i x_j; \quad (3.3)$$

$$i \neq j,$$

де $i, j = 1, 2, \dots, k$ – порядкові номери факторів;

\hat{y} – обертальний момент на привідному валу T, H ;

x_1, x_2, \dots, x_k – вихідні фактори;

$b_0, b_1, b_2, \dots, b_{12}, b_{13}, \dots, b_{ij}, b_{ii}$ – коефіцієнти рівняння.

Функціональна залежність впливу вищенаведених параметрів на потужність розчинозмішувача має вигляд:

$$\hat{y}_i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3, \quad (3.4)$$

де y – усадка опори;

b_0, b_1, b_2, b_3 – коефіцієнти рівняння регресії.

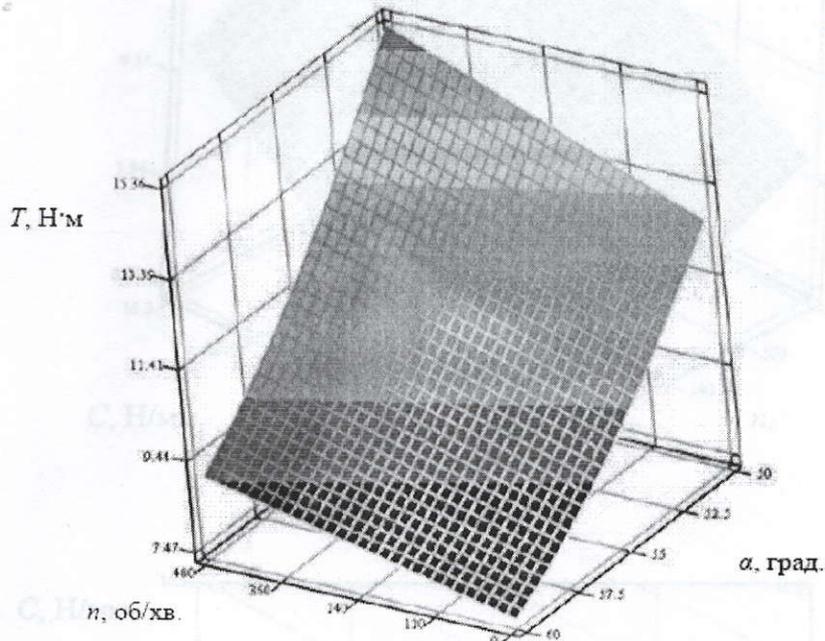
Розраховані значення коефіцієнтів регресії перевірено на значущість за критерієм Стьюдента та встановлено, що всі вони є значущими.

Отже, шукане рівняння регресії має вигляд:

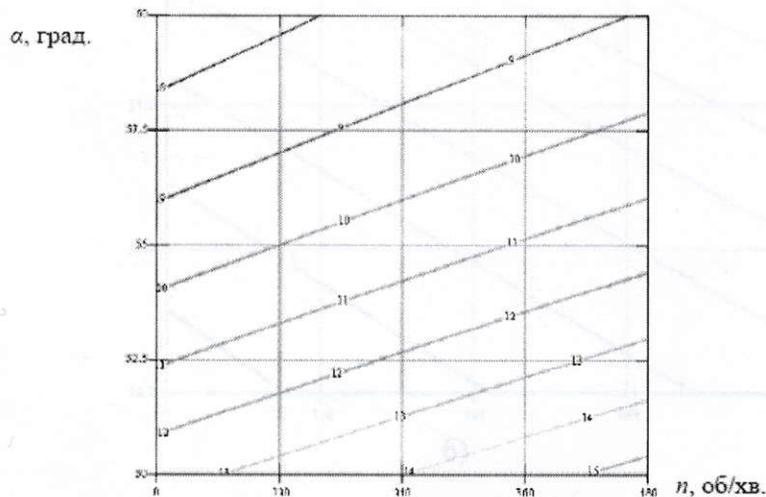
$$\hat{y}_i = 8.77 + 0.912x_1 - 2.589x_2 + 1.54x_3 - 0.008x_1^2 - 0.589x_2^2 - 0.231x_3^2 + 0.282x_1x_2 + 0.165x_1x_3 - 0.277x_2x_3 \quad (3.5)$$

Після отримання рівняння регресії необхідно провести перевірку значущості коефіцієнтів та адекватності рівняння для моделювання досліджуваних залежностей. Це включає перевірку статистичної значущості коефіцієнтів регресії для оцінки їх відмінності від нуля, а також перевірку адекватності моделі до експериментальних даних. Результати обчислень, виконаних з використанням пакету прикладних статистичних програм для ПК, дозволили побудувати графіки поверхонь відгуку параметра оптимізації, а також двомірні перерізи цих поверхонь для наочного представлення результатів експериментальних досліджень. Для побудови та аналізу отриманих залежностей було використано статистичний пакет «Statistica 6.0». Аналіз випадковості процесу оцінювався згідно з стандартними методиками, що включають визначення математичної дисперсії випадкової величини D , як описано в джерелах. Залежність параметра оптимізації від зміни одного з вхідних факторів при фіксованих значеннях інших факторів була побудована за допомогою програмного пакету «MathCad 6.0». Для апроксимації отриманої

експериментальної кривої, яка була побудована на основі проведених досліджень, застосовували стандартні методики апроксимації, а величину відхилення (або «неузгодженості») визначали за допомогою методу найменших квадратів. Цей метод дозволяє мінімізувати суму квадратів відхилень між спостереженими і прогнозованими значеннями, що описується рівнянням.



а)



б)

Рисунок 3.5 – Поверхня відгуку (а) та 2D переріз поверхні відгуку (б) Залежність максимальної швидкості передачі крутного моменту ($C = 16,5 \text{ Н/мм}$)

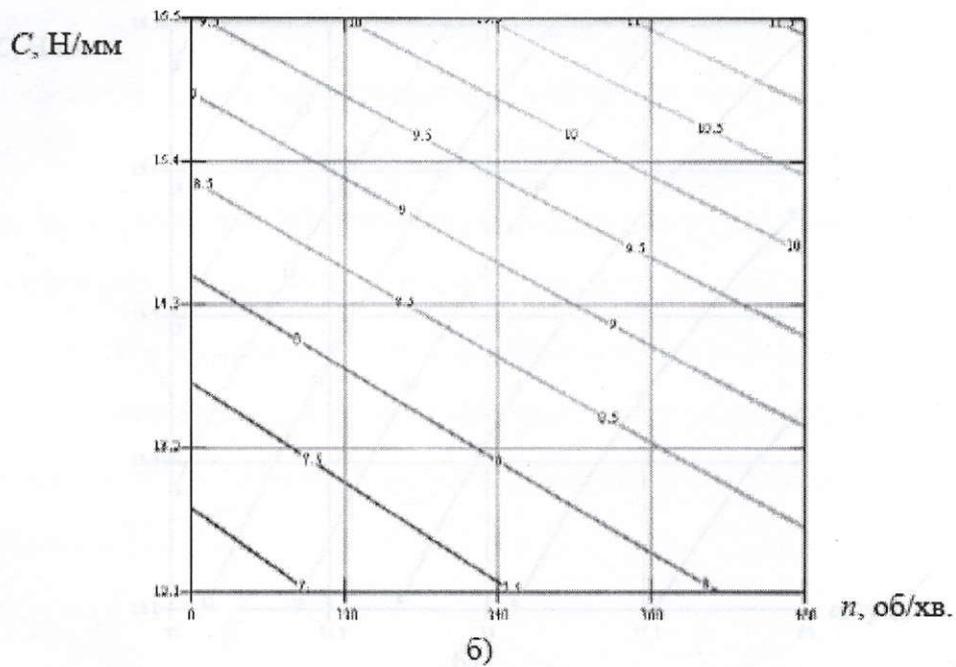
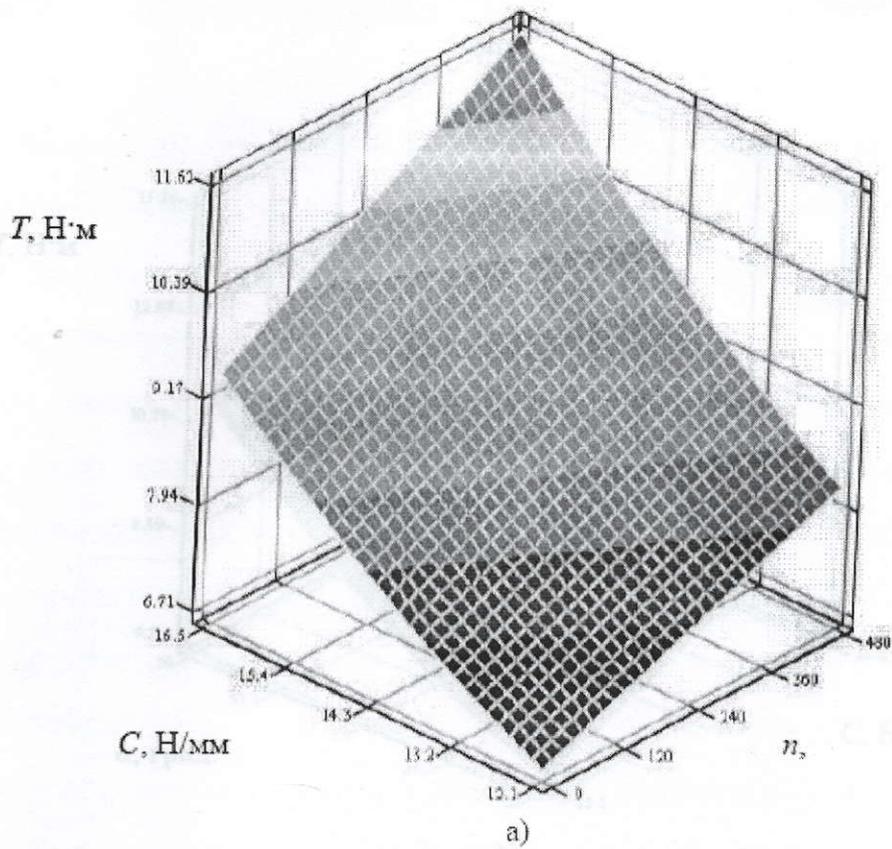


Рисунок 3.6 – Поверхня відгуку (а) та 2D переріз поверхні відгуку (б) для залежності передачі максимального крутного моменту ($\alpha = 55^\circ$).

3.4 Результати статистичних випробувань на подовження

Методика експерименту полягає в виконанні статичних випробувань...

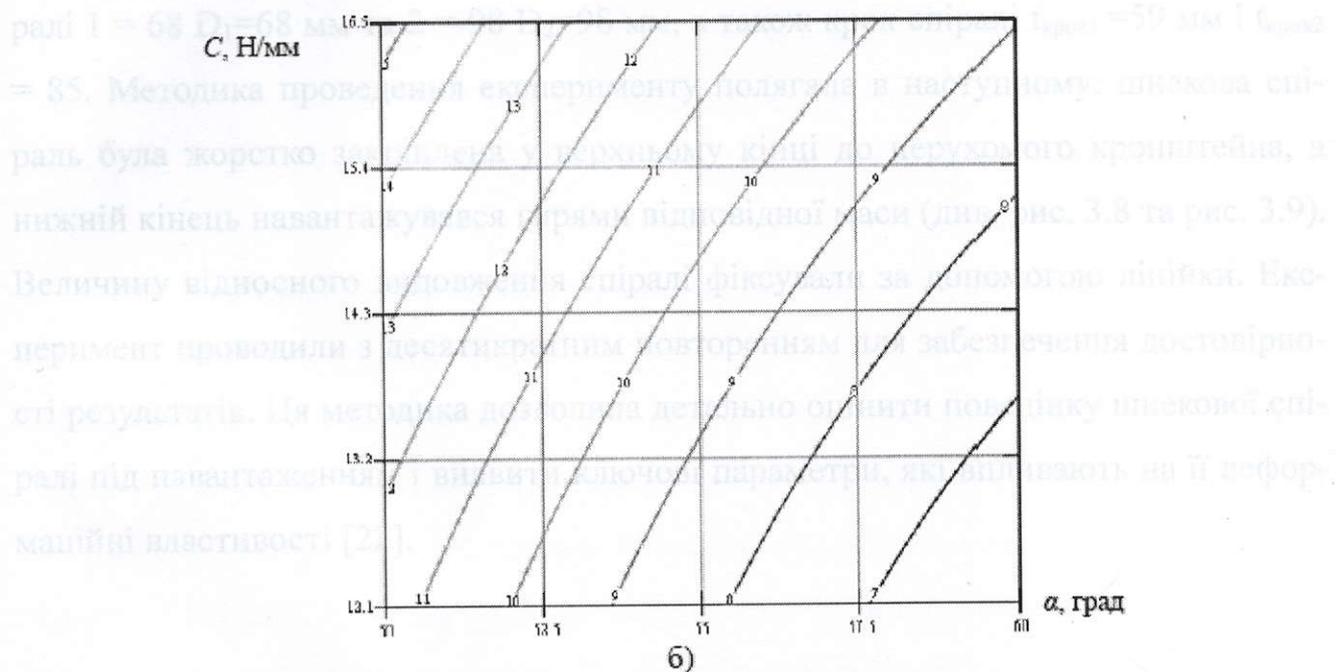
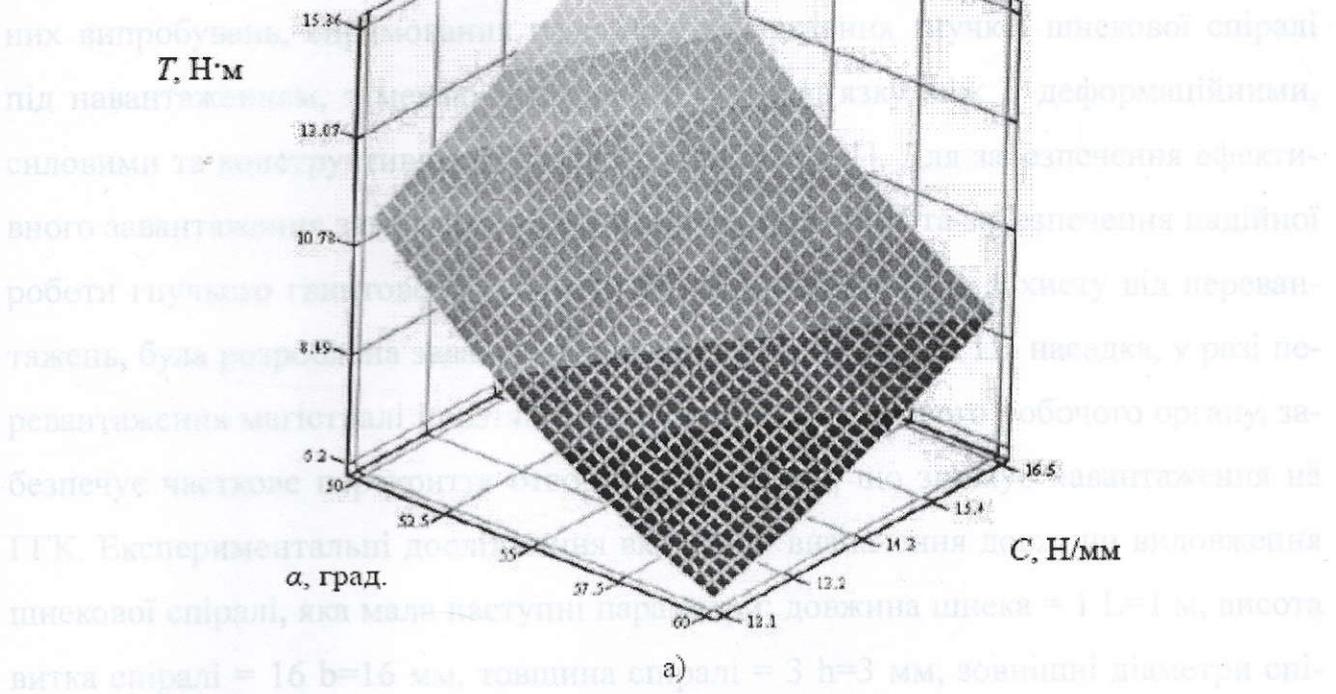


Рисунок 3.7 – Поверхня відгуку (а) та 2D переріз поверхні відгуку (б) залежність максимального переданого крутного моменту ($n = 480$ об/хв)

3.4 Результати статичних випробувань на подовження

Методика експериментальних досліджень передбачала виконання статичних випробувань, спрямованих на оцінку видовження гнучкої шнекової спіралі під навантаженням, з метою визначення взаємозв'язку між її деформаційними, силовими та конструктивними характеристиками [21]. Для забезпечення ефективного навантаження завантажувальних магістралей ГГК та забезпечення надійної роботи гнучкого гвинтового робочого органу, а також його захисту від перевантажень, була розроблена завантажувально-захисна насадка. Ця насадка, у разі перевантаження магістралі і розтягування гнучкого гвинтового робочого органу, забезпечує часткове перекриття отворів просипання, що знижує навантаження на ГГК. Експериментальні дослідження включали визначення довжини видовження шнекової спіралі, яка мала наступні параметри: довжина шнека = 1 $L=1$ м, висота витка спіралі = 16 $b=16$ мм, товщина спіралі = 3 $h=3$ мм, зовнішні діаметри спіралі 1 = 68 $D_1=68$ мм та 2 = 98 $D_2=98$ мм, а також крок спіралі $t_{\text{крок1}}=59$ мм і $t_{\text{крок2}}=85$. Методика проведення експерименту полягала в наступному: шнекова спіраль була жорстко закріплена у верхньому кінці до нерухомого кронштейна, а нижній кінець навантажувався гирями відповідної маси (див. рис. 3.8 та рис. 3.9). Величину відносного видовження спіралі фіксували за допомогою лінійки. Експеримент проводили з десятикратним повторенням для забезпечення достовірності результатів. Ця методика дозволила детально оцінити поведінку шнекової спіралі під навантаженням і виявити ключові параметри, які впливають на її деформаційні властивості [22].

досліджень показали, що відноське видовження шнекової спіралі ГГК (рис. 3.10) має проміжнійку залежність від навантаження. Це свідчить про те, що при використанні цього типу насадки на практиці може бути ефективно регулювати завантаження до завантажувальних магістралей ГГК для різних матеріалів, забезпечуючи надійний захист гнучкого гвинтового робочого органу від перевантажень. У висновку, коли довжина спіралі становить від 1 до 6 м — що є раціональним конструктивним розміром для завантажувальних магістралей ГГК — видовження спіралі при транспортуванні різних матеріалів різни-

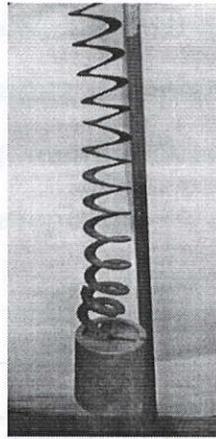


Рисунок 3.8 – Загальний вигляд зарядженої спіралі

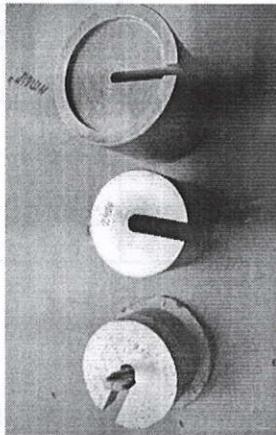


Рисунок 3.9 – Вантаж, що використовувався в випробування

Під час досліджень було враховано, що при максимальному заповненні внутрішнього простору магістралі (діаметр $\max = 100$ D $\max = 100$ мм, довжина $L=1$ м, коефіцієнт завантаження $= 0.5 = 0.5$) різними матеріалами з різною густиною (сіль, пісок, зернові), маса матеріалу, що заповнює цей об'єм, змінюється від 1 кг до 8,6 кг. Результати досліджень показали, що відносне видовження шнекової спіралі ГГК (рис. 3.10) має пряmlinійну залежність від навантаження. Це свідчить про те, що при використанні цього типу насадки на практиці вона буде ефективно регулювати зазори просипання до завантажувальних магістралей ГГК для різних матеріалів, забезпечуючи надійний захист гнучкого гвинтового робочого органу від перевантажень. У випадку, коли довжина спіралі становить від 4 до 6 м — що є раціональним конструктивним розміром для завантажувальних магістралей ГГК — видовження спіралі при транспортуванні різних матеріалів з різни-

ми типами спіралей коливається в межах від 10 до 150 мм. Таким чином, для забезпечення ефективного перевантаження матеріалів з великою різницею в густині, конструктивні параметри насадок повинні бути підібрані індивідуально відповідно до специфіки оброблюваних матеріалів.

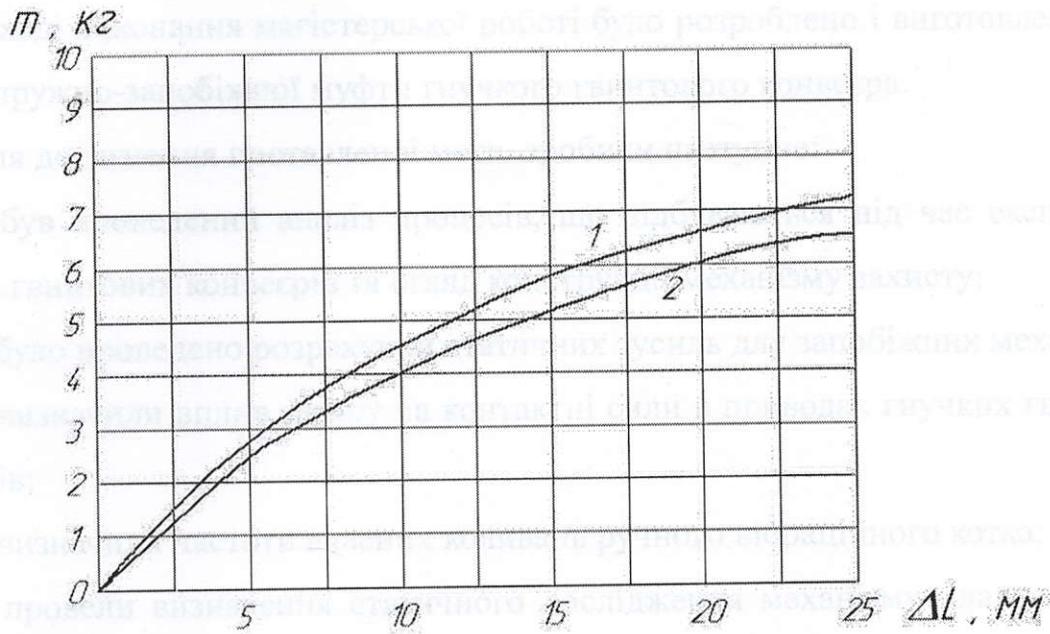


Рисунок 3.10 – Залежність відносного подовження спіралі від маси m клейового навантаження при діаметрі спіралі

ΔL : 1 - $D1 = 68$ мм; 2 - $D2 = 98$ мм

GMM.602-MMe.043-00.00.000 ПЗ

ВИСНОВКИ

В ході виконання магістерської роботи було розроблено і виготовлено конструкції пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра.

Для досягнення поставленої мети зробили наступне:

- був проведений аналіз процесів, що відбуваються під час експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів та огляд конструкції механізму захисту;
- було проведено розрахунки статичних зусиль для запобіжних механізмів;
- визначили вплив зазору на контактні сили в приводах гнучких гвинтових конвеєрів;
- визначили частоти власних коливань ручного вібраційного котка;
- провели визначення статичного дослідження механізму плавного пуску еластичних запобіжних муфт на гнучких гвинтових конвеєрах;
- провели експериментальні дослідження визначення максимального обертового моменту запобіжної муфти
- виконали експериментальне дослідження для визначення статичних випробувань на подовження.

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ВИСНОВКИ		
Розроб.		Шевченко В.		25.08			
Перев.		Васильєв		26.08			
Н. контр.		Васильєв		26.08			
Затв.		Орисенко		26.08			
					Літ.	Лист	Листів
					Н	46	
					Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / І.Б. Гевко, Ю.Є. Паливода, О.П. Скиба, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2016. – № 3 (75). – С. 257 – 266.

2. Гевко І.Б. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів / Гевко І.Б., Тарасюк Ю.М., Клендій В.М. // Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та машинообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство») «Наукові нотатки». – Випуск 44. – Луцьк : ЛНТУ, 2014. – С. 57 – 62.

3 Буряк М.В. Обґрунтування параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / М.В. Буряк – Хмельницький, 2004. – 152 с.

4. Гевко І.Б. Обґрунтування параметрів сигнально-запобіжної муфти / І.Б. Гевко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2004. – Вип. 12. – С. 24 – 30.

5. Гевко І. Взаємозв'язок між конструктивними характеристиками гвинтових механічних систем і захисних механізмів та характеристики навантаження / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 217 – 225.

6. Гевко І.В. Взаємозв'язок конструктивних елементів гвинтових механізмів з характером навантаження / І.В. Гевко, Т. Дубиняк // Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 25 – 26 листопада 2015 р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – Т. I. – С. 260 – 261.

7. Гевко І. Модель вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-техно-

ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ									
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	Літ.	Лист	Листів	
Розроб.		Шевченко В.		25.08		Н		42	
Перев.		Васильєв		05.08					
Н. контр.		Васильєв		26.08					
Затв.		Орисенко		26.08					
ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ						Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІІТР, 2024 р.			

логічних механізмів машин / І. Гевко // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2010. – Т. 15, № 1. – С. 66 – 72.

8. Капаціла Ю.Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Ю.Б. Капаціла. – Луцк, 1999. – 18 с.

9. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги : ДСТУ 2672:94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1995. – 10 с. – (Національний стандарт України).

10. Гевко І.Б. Аналіз конструкцій і розрахунків завантажувальної здатності насадок гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – Київ, 2000. – Т. 7. – С. 160 – 163.

11. А.с. 1710462 СССР, МПК В65G33/16; В65G33/24. Гибкий винтовой конвейер / Р.Б. Гевко, И.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский (СССР). – № 1710462; заявл. 20.12.1989; опубл. 07.02.1992, Бюл. № 5.

12. А.с. 1645219 СССР, МПК В65G33/16; В65G33/24. Гибкий винтовой конвейер / Р.Б. Гевко, И.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский (СССР). – № 1645219; заявл. 20.02.1989; опубл. 30.04.1991, Бюл. № 16.

13. А.с. 1348268 СССР, МПК В65G33/16; В65G33/24. Гибкий винтовой конвейер / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко (СССР). – № 1348268; заявл. 12.05.1988; опубл. 30.10.87, Бюл. № 40.

14. Комар Р.В. Обгрунтування параметрів з'єднувальних компенсуючих муфт з пружними гвинтовими елементами. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / Р.В. Комар – Хмельницький, 2004. – 150 с.

15. Пат. 43103А. Україна, МПК7 F16D7/06. Запобіжна фрикційна муфта / Гевко І.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2001 021161; заявл. 19.02.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10.

16. Гевко І.Б. До питання динаміки приводів з фрикційними запобіжними муфтами / І.Б. Гевко // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механі-

ка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ. – 2004. – Вип. 14. – С. 24 – 32.

17. Пат. 43102А. Україна, МПК7 F16D7/06. Захисний пристрій механізмів машин від перевантаження / Гупка Б.В., Гевко І.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2001 021159; заявл. 19.02.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10.

18. Комар Р.В. Обґрунтування параметрів з'єднувальних компенсуючих муфт з пружними гвинтовими елементами. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / Р.В. Комар – Хмельницький, 2004. – 150 с.

19. Рогатинська О.Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / О.Р. Рогатинська. – Тернопіль, 2006. – 20 с.

20. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, І.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // «Перспективні технології та прилади». – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – № 10 (1). – С. 115 – 121.

21. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К. : Вища школа, 1993. – 412 с

22. Клендій О.М. Обґрунтування параметрів запобіжних муфт гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.02.02 – «Машинознавство» / Львів, 2015. – 23 с.

					ГММ.602-ММв.043-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		49

**Дослідження робочих процесів
запобіжної муфти гвинтового конвеєра**

Презентаційні матеріали

ГММ.602-ММВ.043-00.00.000ПМ

Дослідження робочих процесів запобіжної муфти гвинтового конвеєра

Кваліфікаційна робота магістра

Розробив студент групи 602-ММВ
В.В. Шевченко

Керівник К.Т.Н., доц.
А.В. Васильєв

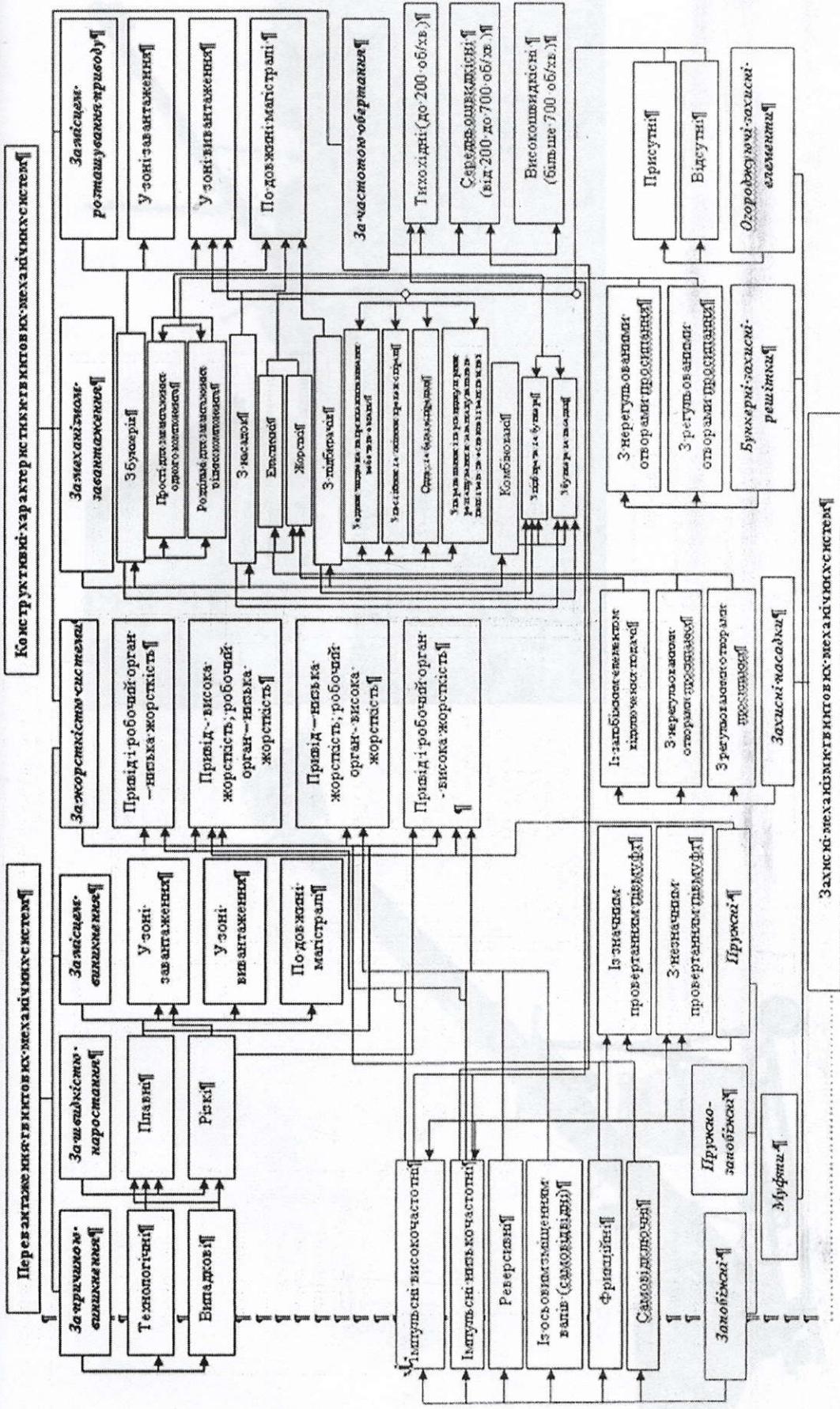


Рисунок - Залежність між конструктивними характеристиками гвинта і захисного механізму навантаження

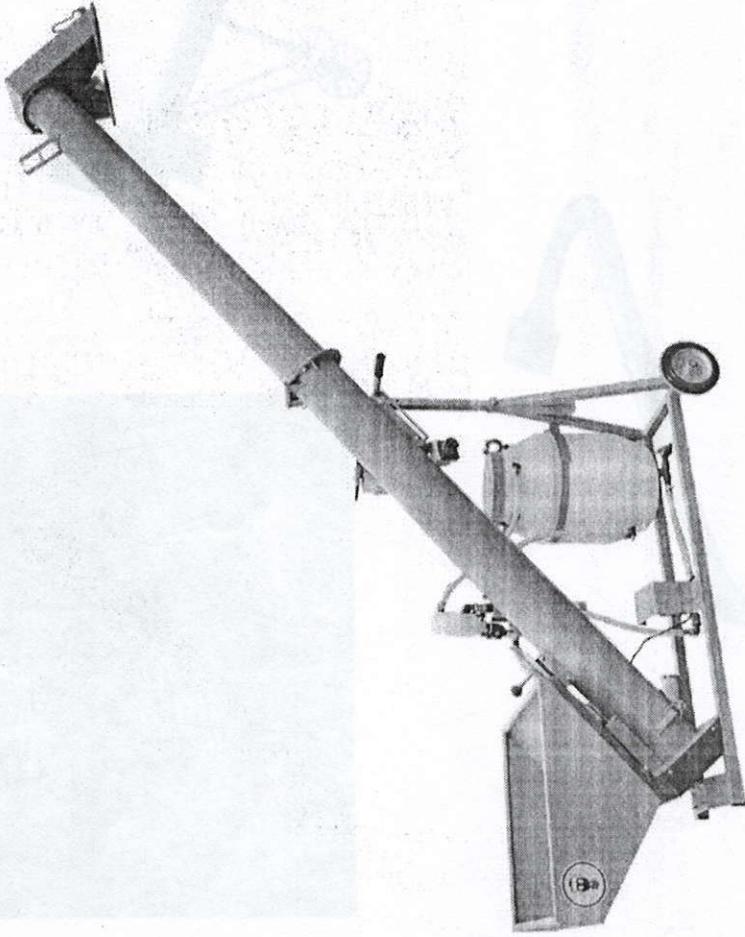
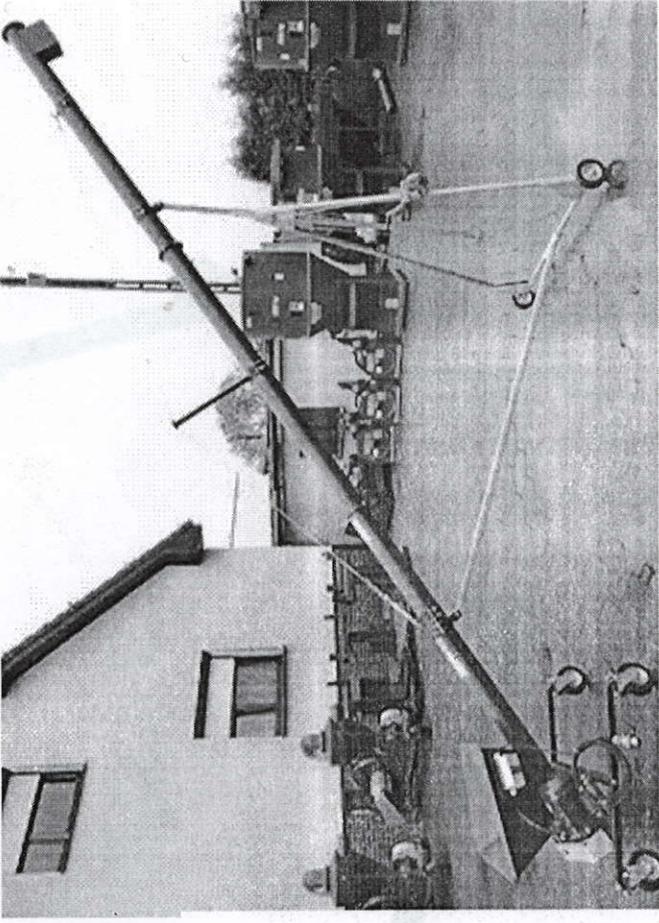


Рисунок - Гвинтові конвеєри з
регульованого нахилу

Рисунок - Гвинтові конвеєри з бункерним завантаженням

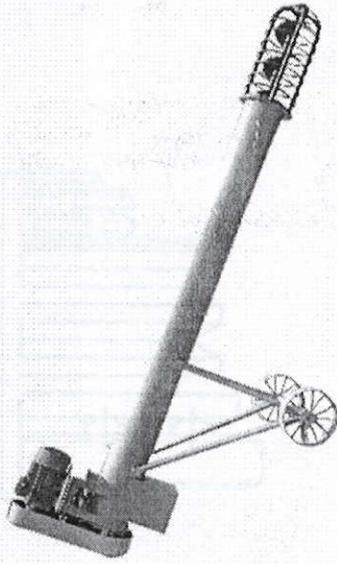
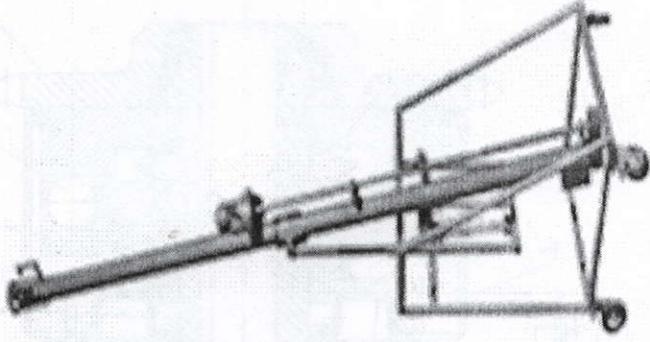
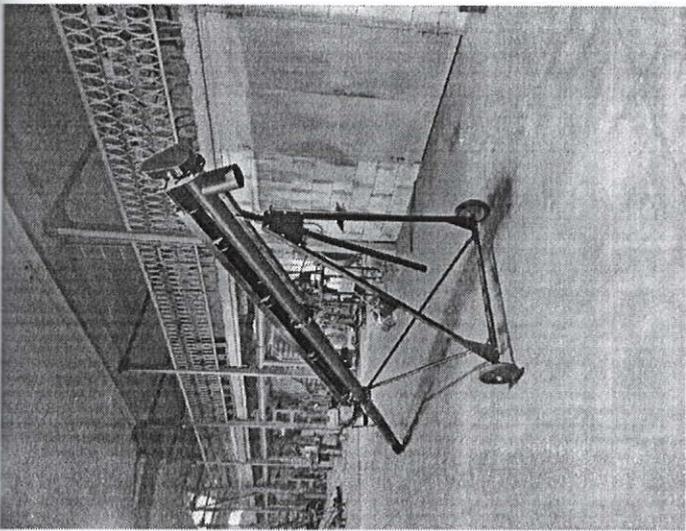
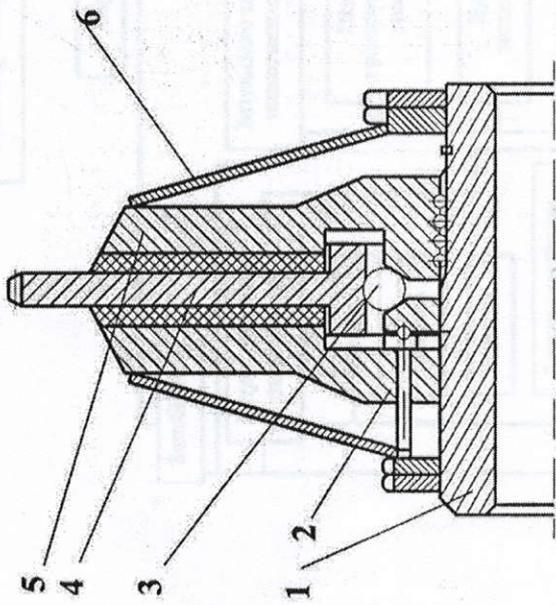
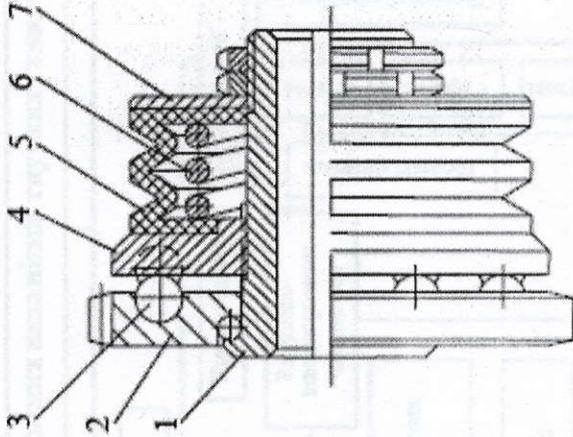


Рисунок - Гвинтові конвеєри з
нерегульованою насадкою



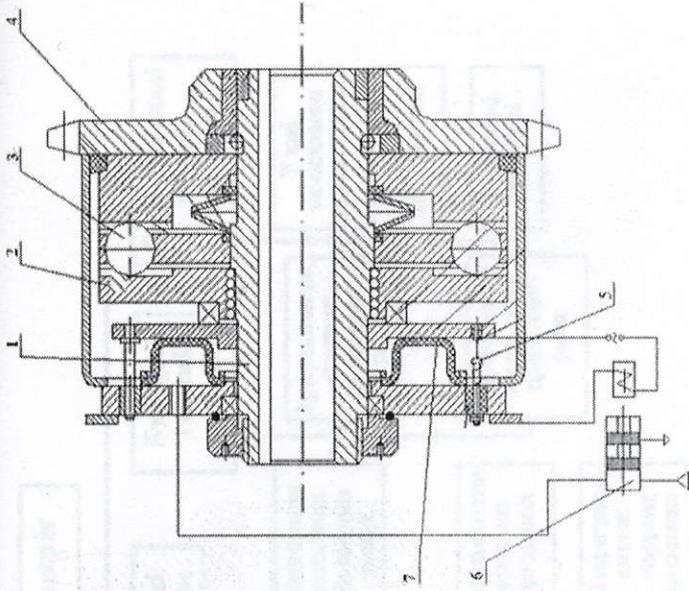
Конструкція фрикційної
запобіжної муфти підвищеної
чутливості:

- 1 – маточина;
- 2, 4 – ведуча та ведена
півмуфти з фрикційними
накладками;
- 3 – кулька;
- 5 – натискний диск;
- 6 – пружини



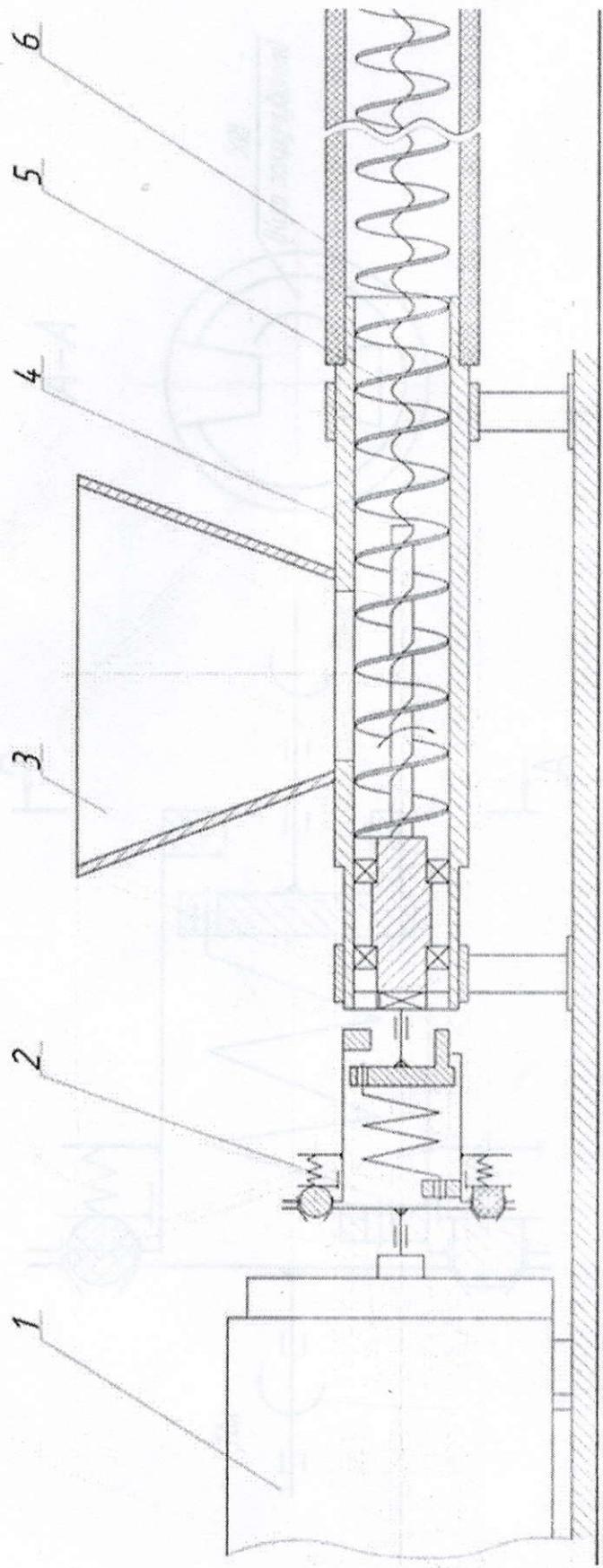
Конструкція кулькових
запобіжних муфт з
демпфуючими
елементами:

- 1 – маточина;
- 2, 4 – ведуча і ведена
півмуфти;
- 3 – кульки;
- 5 – амортизаційна втулка;
- 6 – пружина; 7 – диск;



Конструкція сигнально-
запобіжної муфти: 1, 4 –
ведуча та ведена
напівмуфти;

- 2 – ведучий диск; 3 –
кулька; 5 – електричні
контакти; 6 –
електромагнітна
катушка; 7 –
пневматична камера



Принципова схема ГГК оснащеного еластичною запобіжною

муфтою:

- 1 – електродвигун; 2 – КВМ; 3 – бункер; 4 – живильник; 5 – спіраль; 6 – кожух

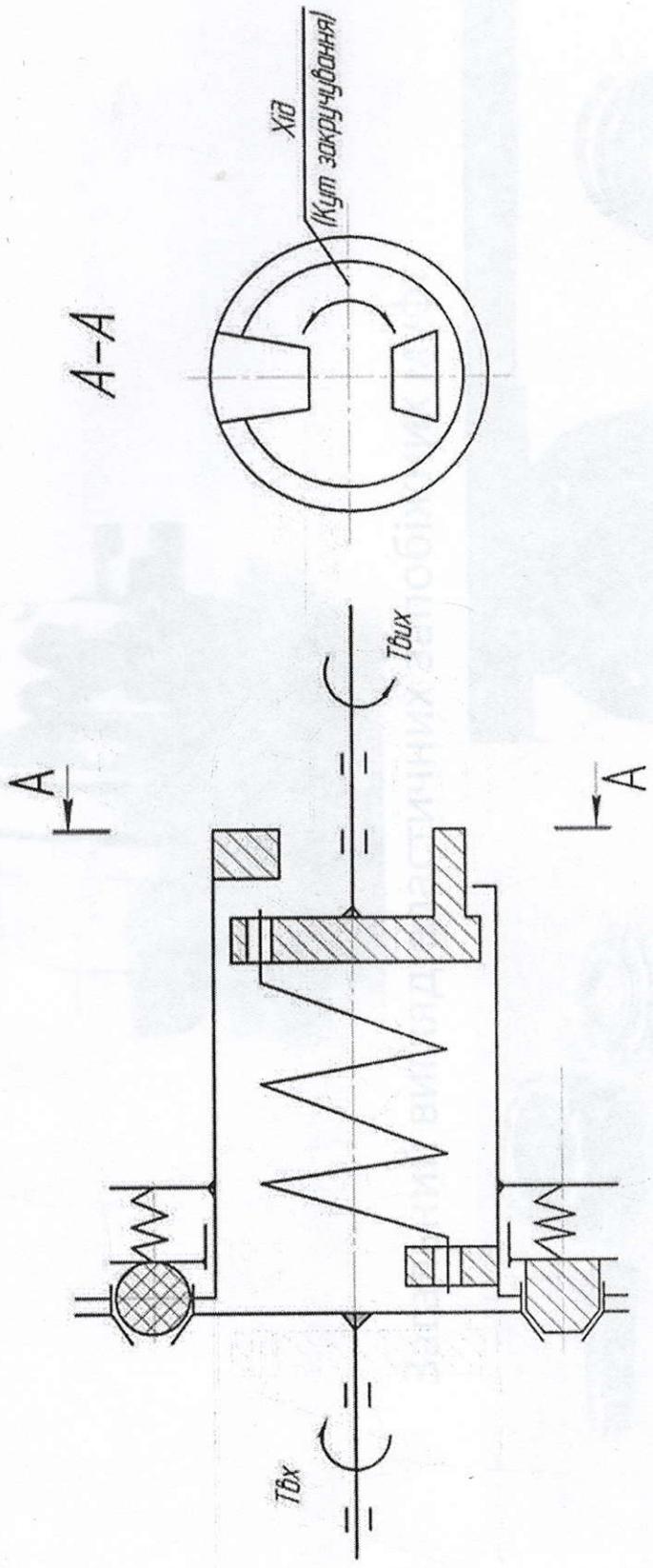
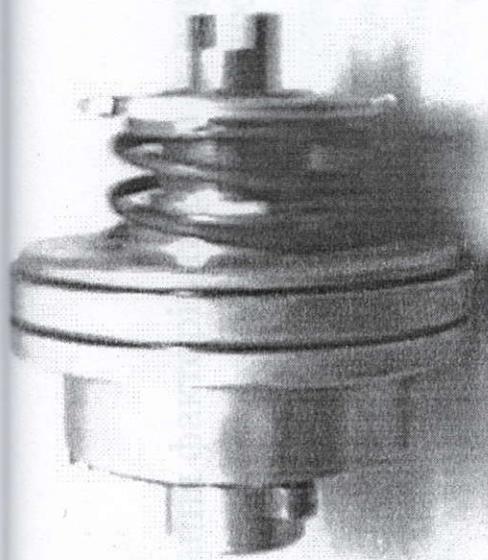
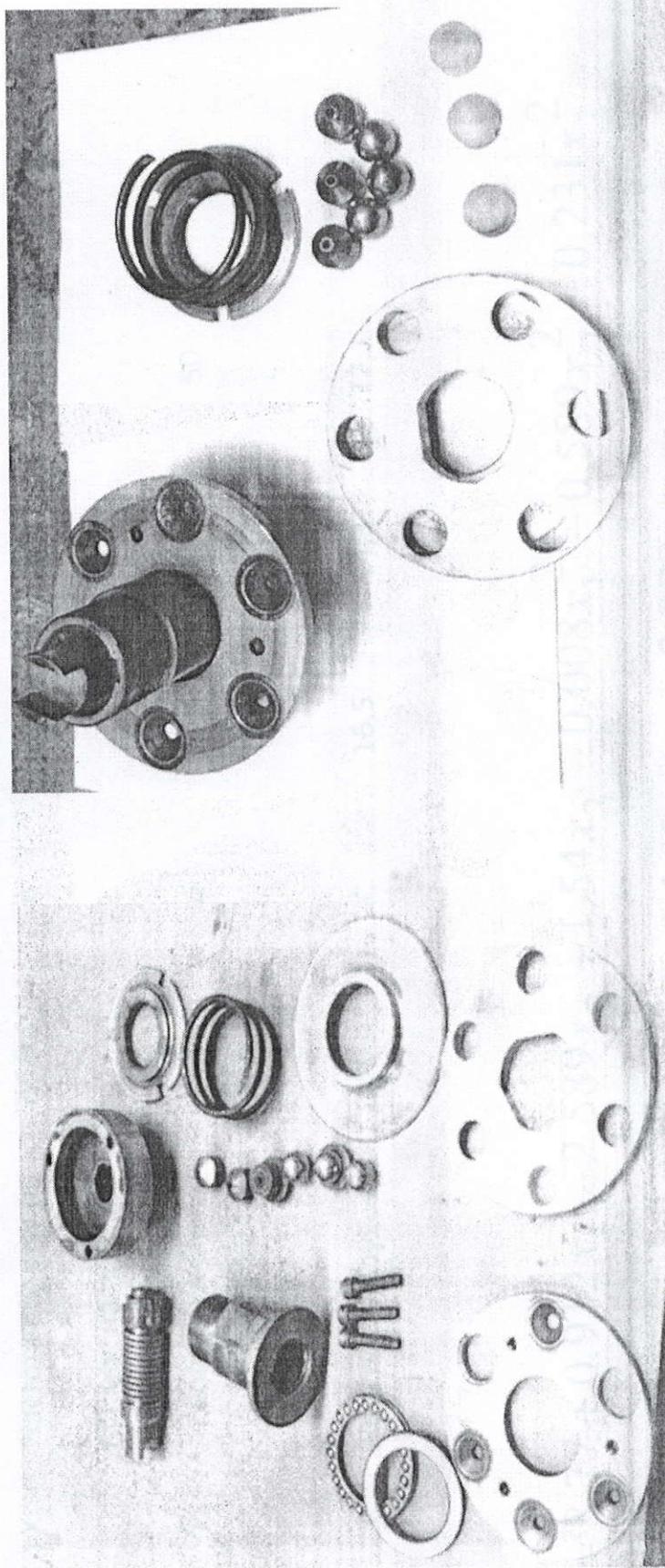


Схема руху пружинної запобіжної муфти

Схема руху пружинної запобіжної муфти в розібраному стані



Загальний вигляд еластичних запобіжних муфт

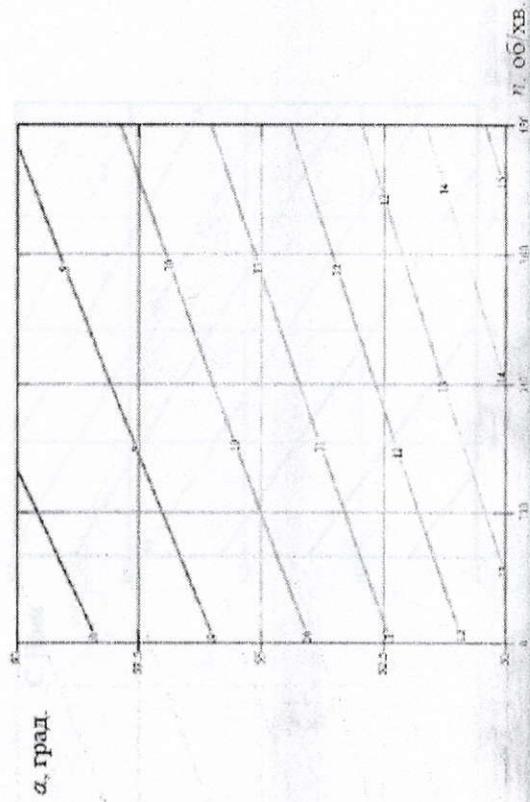
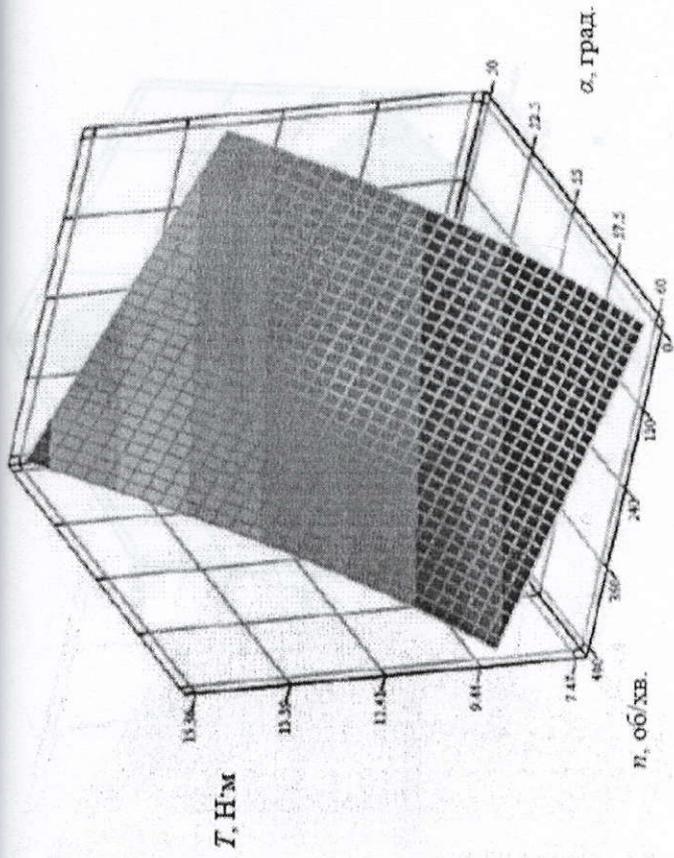


Загальний вигляд пружинної запобіжної муфти в розібраному стані

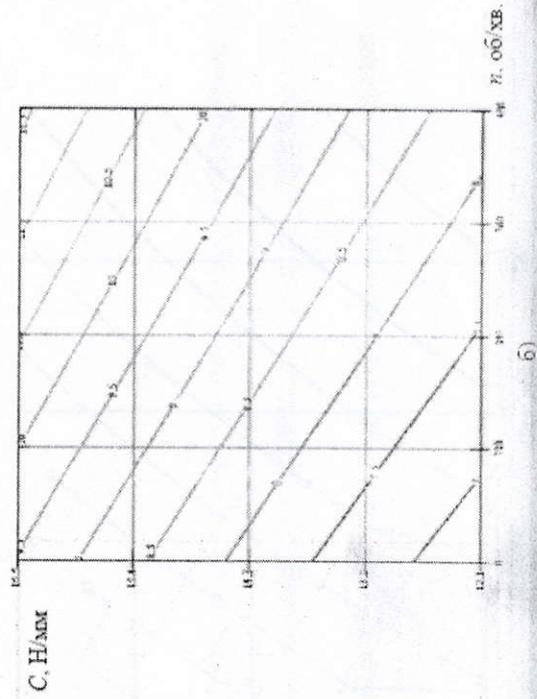
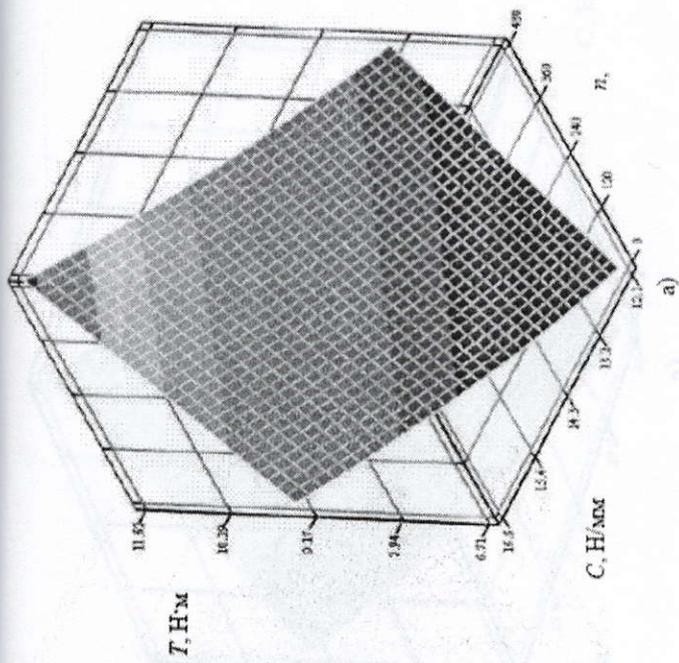
Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних

№	Найменування	Роз-мір-ність	Позна-чення	Верхній рівень (+)	Нульовий рівень (0)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X ₁	Частота обертання	об/хв	n	480	240	0	240
X ₂	Кут між напрямком дії колової сили і нормаллю	град	α	60	55	50	5
X ₃	Жорсткість пружини	Н/мм	C	16,5	14,3	12,1	2,2

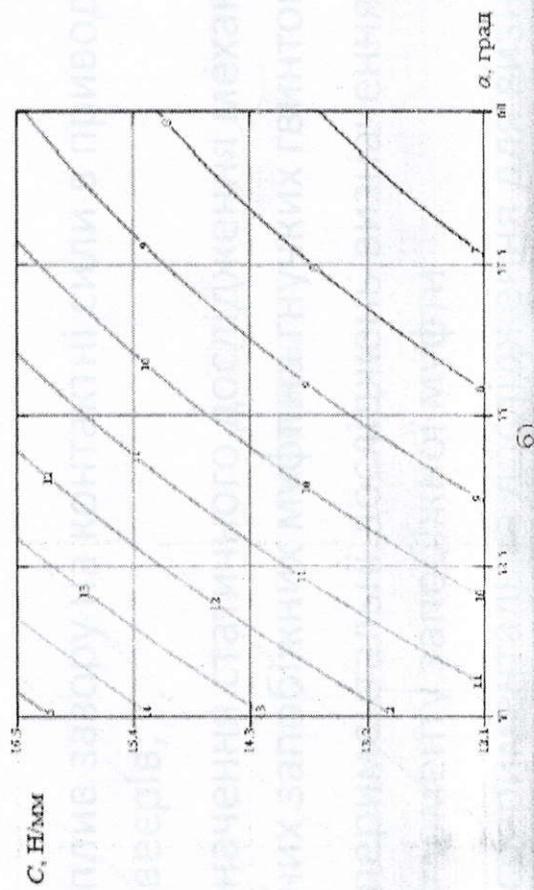
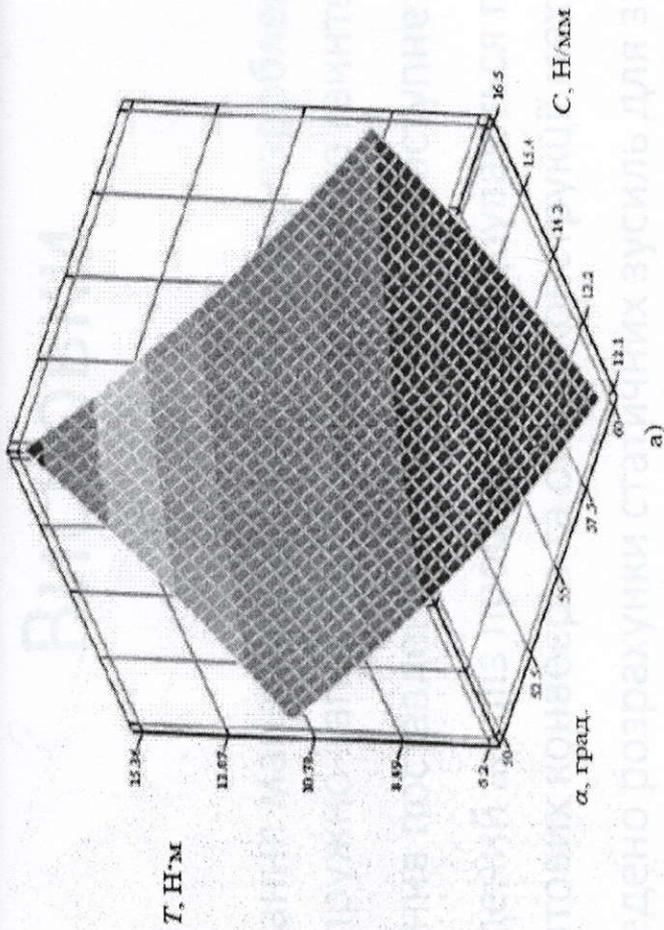
$$\hat{y}_i = 8.77 + 0.912x_1 - 2.589x_2 + 1.54x_3 + 0.008x_1^2 - 0.589x_2^2 - 0.231x_3^2 + 0.282x_1x_2 + 0.165x_1x_3 - 0.277x_2x_3$$



2D Поверхня відгуку (а) та 2D переріз поверхні відгуку (б) Залежність максимальної швидкості передачі крутного моменту ($C = 16,5 \text{ Н/мм}$)



Поверхня відгуку (а) та 2D переріз поверхні відгуку (б) для залежності передачі
максимального крутного моменту ($\alpha = 55^\circ$)



Поверхня відгибу (а) та 2D переріз поверхні відгибу (б) залежність максимального переданого крутного моменту ($n = 480$ об/хв)

Висновки

- В ході виконання магістерської роботи було розроблено і виготовлено конструкції пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра.
- Для досягнення поставленої мети зробили наступне:
 - – був проведений аналіз процесів, що відбуваються під час експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів та огляд конструкції механізму захисту;
 - – було проведено розрахунки статичних зусиль для запобіжних механізмів;
 - – визначили вплив зазору на контактні сили в приводах гнучких гвинтових конвеєрів;
 - – провели визначення статичного дослідження механізму плавного пуску еластичних запобіжних муфт на гнучких гвинтових конвеєрах;
 - – провели експериментальні досліджень визначення максимального обертового моменту запобіжної муфти
- – виконали експериментальне дослідження для визначення: статичних зусиль, з яких може випливати на подовження.

• Дякую за увагу.