

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.02

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 роботи

Магістр

(освітній рівень)

на тему **Визначення геометричних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра на основі дослідження виготовлення секцій робочого органу**

Виконав: студент VI курсу,
групи 602-мММ
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва
напряму підготовки, спеціальності)

Санніков Д.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник Шаповал М.В.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Ксьонз В.Г.
(прізвище та ініціали)

Полтава - 2023 року

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Визначення геометричних параметрів гнучкого гвинтового
конвеєра на основі дослідження виготовлення секцій
робочого органу**

Кваліфікаційна магістерська робота

Лист затвердження

ГММ 602-мММ.016-00.00.000 ДП - ЛУ

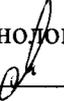
Розробив магістрант групи 602-мММ

 Д.М. Санніков
„25” 12 2023р.

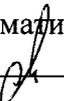
Керівник к.т.н., доцент

 М.В. Шаповал
„25” 12 2023р.

Технологічний контроль к.т.н., доцент

 О.С. Васильєв
„25” 12 2023р.

Нормативний контроль к.т.н., доцент

 О.С. Васильєв
„25” 12 2023р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

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



О.В. Орісенко

№ строки	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. листів	№ екз.	Примітки
1						
2			<u>Документація загальна</u>			
3						
4			<i>Вперше розроблена</i>			
5						
6	A4	ГММ 602-МММ.016-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	-	
7	A4	ГММ 602-МММ.016-00.00.000А	Анотація	6	-	
8	A4	ГММ 602-МММ.016-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка	112		
9						
10			<u>Документація наукова</u>			
11						
12			<i>Вперше розроблена</i>			
13						
14	A4	ГММ 602-МММ.016-00.00.000ПЗ	Конструктивні та технологічні особливості секційних гнучких гвинтових конвеєрів		-	
15						
16						
17						
18			<i>Розділ науковий</i>			
19						
20	A4	ГММ 602-МММ.016-00.00.000Н2	Теоретичні основи проектування та виготовлення секційних гвинтових робочих органів		-	
21						
22						
23						
24						

				ГММ 602-МММ.016-00.00.000 ВР			
Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Визначення геометричних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра на основі дослідження виготовлення секції робочого органа	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Санніков	<i>ES</i>	25.12		Н		1
Перев.	Шаповал	<i>С.С.Шаповал</i>	25.12		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР, 2023р.		
Н.контр.	Васильєв	<i>[Signature]</i>	25.12	Відомість кваліфікаційної роботи			
Затв.	Орисенко	<i>[Signature]</i>	28.12				

№ строки	Формат	Позначення	Найменування	Кил. листів	№ екз.	Примітки
1						
2			Розділ науковий			
3						
4	A4	ГММ.602МММ.016-00.00.000ПЗ	Програма та методика		-	
5			експериментальних досліджень			
6						
7						
8						
9			Розділ науковий			
10						
11	A4	ГММ.602МММ.016-00.00.000ПЗ	Проектування технологічного		-	
12			оснащення та реалізація результатів			
13			експериментальних досліджень			
14						
15			Розділ науковий			
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
				ГММ 602-МММ.016-00.00.000 ВР		Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		2

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

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

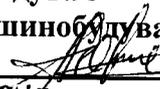
Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки
 **О.В. Орисенко**
“ 04 ” 09 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Саннікову Денису Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Визначення геометричних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра на основі дослідження виготовлення секцій робочого органу

керівник проекту (роботи) Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 04.09.2023 року № 986-ф.а.

2. Строк подання студентом роботи “ 20 ” грудня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Технічні параметри секційних гнучких гвинтових конвеєрів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. Розділ 1. Конструктивні та технологічні особливості секційних гнучких гвинтових конвеєрів. Розділ 2. Теоретичні основи проектування та виготовлення секційних гвинтових робочих органів. Розділ 3. Програма та методика експериментальних досліджень. Розділ 4. Проектування технологічного оснащення та реалізація результатів експериментальних досліджень. Загальні висновки. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентація для наочного представлення результатів досліджень (20 листів А4).

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 04.09.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Літературний огляд	05.10.2023 р.	
2	Обґрунтування вибраної теми	18.10.2023 р.	
3	Наукові дослідження за вказаною темою, розробка наукових плакатів	06.11.2023 р.	
4	Представлення готової роботи на кафедрі	20.12.2023 р.	

Здобувач вищої освіти

С&
(підпис)

Санніков Д.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

Ш
(підпис)

Шаповал М.В.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Санніков Д.М. Визначення геометричних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра на основі дослідження виготовлення секцій робочого органу. – Рукопис.

Кваліфікаційна магістерська робота на здобуття ступеня вищої освіти за спеціальністю 133 – "Галузеве машинобудування" – Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", Полтава, 2023.

Метою кваліфікаційної магістерської роботи є підвищення експлуатаційних характеристик гнучкого гвинтового конвеєра, його довговічності та надійності технічними засобами.

У даній роботі представлено теоретичне узагальнення та вирішення наукового завдання, яке полягає у розробці високоефективних технологічних процесів для виготовлення секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра, які працюють на криволінійних трасах та характеризується поліпшеними експлуатаційними властивостями. Завдання вирішене шляхом виведення аналітичних залежностей, що дозволяють визначити конструктивні, силові та технологічні параметри секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів, а також досліджено запропоновану динамічну модель проточування та профілювання секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра, що дає можливість визначити режими різання та допустимі напруження, які забезпечують оптимальну технологічність конструкції, раціональність процесів виготовлення секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра.

В результаті теоретичних досліджень вперше визначено величину деформації та зусилля, що виникають у кожній із обраних частин ланки секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра для точіння та профілювання, розраховано величину сумарного крутного моменту, що діє на секцію, з урахуванням наявної кількості стержнів та значень їх конструктивних параметрів.

					ГММ 602-МММ.016-00.00.000 А			
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Санніков	<i>CS</i>	25.12	АНОТАЦІЯ	Літ.	Лист	Листів
Перевір.		Шаповал	<i>Шаповал</i>	25.12				
Керівник		Шаповал	<i>Шаповал</i>	25.12				
Н. Контр.		Васильєв	<i>Васильєв</i>	25.12				
Затв.		Орисенко	<i>Орисенко</i>	28.12				
						Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІІТМ 2023р.		

Зміна кута підйому середньої лінії витка шнека істотно впливає на зміну величини напружень у ньому, при цьому максимальне значення якого спостерігається при куті повороту близько 25° , а зі збільшенням діаметрів стержнів напруження у всіх елементах ланок значно зменшується. В результаті були визначені конструктивні параметри секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра.

Для визначення жорсткості секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра під час проточування вперше отримано систему рівнянь, яка визначає величину прогину стержнів секції від дії сили різання та кута нахилу стержнів в точці впливу навантаження і кута закручування секції. Встановлено, що при збільшенні кількості стержнів від 2 до 6 і незмінній довжині секції $l = 0,12$ м кут закручування зменшується з 21° до $6,9^\circ$, а крутильна жорсткість збільшується в 3 рази.

На основі теорії розмірних ланцюгів проведено розмірний аналіз секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра, виведено рівняння номінальних розмірів з визначенням параметрів проміжних і кінцевої ланок розмірного ланцюга та значення їх допусків. Це важливо для забезпечення необхідної точності секцій і розробки технічного оснащення, необхідного для їх виготовлення.

Спроековано та виготовлено секції гнучких гвинтових робочих органів зовнішнім діаметром 100 мм і довжиною секції $l = 0,12$ м, а також технічне обладнання для складання та зварювання секцій, стенд для дослідження конструктивних параметрів у процесі профілювання. Дослідження проводилися на спеціально сконструйованому гнучкому гвинтовому конвеєрі. Особливості стенду для дослідження: продуктивність до 25 т/год, довжина транспортного шляху - 12 м, внутрішній діаметр гнучкого кожуха - 100 мм, потужність електродвигуна приводу - 1,5 кВт, швидкість робочого органу - 500 об/хв. При проведенні експериментального дослідження профілювання секцій гнучких гвинтових конвеєрів на токарному верстаті 16К20Ф3 та дослідному обладнанні визначено вплив режимів різання та зусилля проточування на шорсткість поверхні для сталі 08кп та Ст3.

					ГММ 602-мММ.016-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Досліджено вплив процесу профілювання секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра на його продуктивність та енергоємність, виведено аналітичні залежності для визначення продуктивності секційного гнучкого гвинтового конвеєра залежно від профілю секцій, з метою забезпечення стабільного виконання технологічного процесу перевезення без інтенсивного зносу гнучких рукавів.

На основі проведеного комплексу теоретичних та експериментальних досліджень створено конкурентоспроможні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів, раціональні технології їх виготовлення з розробкою технічного оснащення для їх складання та обробки, конструкції різального та вимірювального інструменту. Це не тільки підвищує продуктивність праці в процесі транспортування на 19-28% і покращує якість продукції, але й значно підвищує надійність і довговічність як самих робочих органів, так і гумових гнучких рукавів і вузлів тертя конвеєра.

Ключові слова: гнучкий гвинтовий конвеєр, секції робочого органу, крутний момент, розмірний аналіз, гвинтова спіраль, різці для точіння, гумові гнучкі рукава.

					ГММ 602-МММ.016-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ABSTRACT

Sannikov D.M. Determination of the geometric parameters of the flexible screw conveyor based on the study of the production of sections of the working body. - Manuscript.

Qualifying master's thesis for obtaining a degree of higher education in specialty 133 - "Industrial mechanical engineering" - National University "Poltava Polytechnic named after Yury Kondratyuk", Poltava, 2023.

The purpose of the qualifying master's thesis is to increase the operational characteristics of the flexible screw conveyor, its durability and reliability by technical means.

This work presents a theoretical generalization and solution of the scientific task, which consists in the development of highly efficient technological processes for the production of sections of the working body of a flexible screw conveyor, which work on curvilinear routes and are characterized by improved operational properties. The task was solved by deriving analytical dependencies that allow to determine the structural, power and technological parameters of the sectional working bodies of flexible screw conveyors, as well as researching the proposed dynamic model of boring and profiling sections of the working body of a flexible screw conveyor, which makes it possible to determine the cutting modes and allowable stresses that ensure optimal construction manufacturability, rationality of manufacturing processes of sections of the working body of the flexible screw conveyor.

As a result of theoretical studies, for the first time, the amount of deformation and the forces arising in each of the selected parts of the link of the sections of the working body of the flexible screw conveyor for turning and profiling were determined, the amount of the total torque acting on the section was calculated, taking into account the available number of rods and the values of their constructive parameters.

The change in the elevation angle of the middle line of the screw turn significantly affects the change in the amount of stress in it, while the maximum value of which is observed at a rotation angle of about 25° , and with the increase in the diameter of the

					ГММ 602-МММ.016-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

rods, the stress in all elements of the links decreases significantly. As a result, the design parameters of the section of the working body of the flexible screw conveyor were determined.

To determine the stiffness of the sections of the working body of the flexible screw conveyor during boring, a system of equations was obtained for the first time, which determines the amount of deflection of the rods of the section due to the action of the cutting force and the angle of inclination of the rods at the point of impact of the load and the angle of twisting of the section. It was established that with an increase in the number of rods from 2 to 6 and an unchanged length of the section $l = 0.12$ m, the twist angle decreases from 21° to 6.9° , and the torsional stiffness increases by 3 times.

On the basis of the theory of dimensional chains, a dimensional analysis of sections of the working body of a flexible screw conveyor was carried out, equations of nominal dimensions were derived with the determination of the parameters of the intermediate and final links of the dimensional chain and the value of their tolerances. This is important to ensure the necessary accuracy of the sections and to develop the technical equipment necessary for their production.

Sections of flexible screw working bodies with an outer diameter of 100 mm and a section length of $l = 0.12$ m were designed and manufactured, as well as technical equipment for assembly and welding of sections, a stand for studying structural parameters in the profiling process. Research was conducted on a specially designed flexible screw conveyor. Features of the research stand: productivity up to 25 t/h, length of the transport path - 12 m, inner diameter of the flexible casing - 100 mm, drive electric motor power - 1.5 kW, speed of the working body - 500 rpm. When conducting an experimental study of profiling sections of flexible screw conveyors on a 16K20F3 lathe and experimental equipment, the influence of cutting modes and boring forces on the surface roughness for steel 08kp and St3 was determined.

The influence of the profiling process of the section of the working body of the flexible screw conveyor on its productivity and energy consumption was studied, analytical dependencies were derived to determine the productivity of the sectional

					ГММ 602-МММ.016-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ док.ум.	Підп.	Дата		

flexible screw conveyor depending on the profile of the sections, in order to ensure stable execution of the technological process of transportation without intensive wear of flexible sleeves.

On the basis of the complex of theoretical and experimental researches, competitive working bodies of flexible screw conveyors, rational technologies of their production with the development of technical equipment for their assembly and processing, construction of cutting and measuring tools were created. This not only increases labor productivity in the transportation process by 19-28% and improves the quality of products, but also significantly increases the reliability and durability of both the working bodies themselves and the rubber flexible sleeves and friction nodes of the conveyor.

Key words: flexible screw conveyor, sections of the working body, torque, dimensional analysis, screw helix, cutters for turning, rubber flexible sleeves.

					ГММ 602-МММ.016-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Визначення геометричних параметрів гнучкого гвинтового
конвеєра на основі дослідження виготовлення секцій
робочого органу**

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної магістерської роботи

ГММ 602-мММ.016-00.00.000 ПЗ

Полтава – 2023 рік

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 КОНСТРУКТИВНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ СЕКЦІЙНИХ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ.....	7
1.1. Секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів, область їх використання, технічні вимоги й норми точності.....	7
1.2. Аналіз результатів теоретичних досліджень параметрів секційних гнучких гвинтових конвеєрів.....	20
1.3 Аналіз технологічних процесів виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів.....	23
1.4 Вібраційні процеси при обробці секцій гнучкого гвинтового конвеєра.....	28
1.5 Аналіз результатів проточування й профілювання нежорстких секцій гнучких гвинтових конвеєрів.....	32
1.6 Висновки та задачі дослідження.....	35
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ.....	38
2.1 Технологічні основи проточування й профілювання секцій гнучких гвинтових конвеєрів.....	38
2.2 Розрахунок жорсткості секції гвинтового секційного конвеєра в процесі її проточуванні.....	49
2.3 Розмірний аналіз технологічного процесу виготовлення секцій гнучкого гіперболічного шнека.....	56
2.4 Розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра з рекомендацією фінішних операцій механічного оброблення.....	58
2.5 Динамічна модель технологічного процесу проточування секцій	

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Санніков		25.12	ЗМІСТ	Лім.	Лист	Листів
Перевір.		Шаповал		26.12				
Керівник		Шаповал		26.12				
Н. контр.		Васильєв		29.12				
Затв.		Орисенко		18.12				
						Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.		

робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.....	63
2.6 Висновки до розділу 2.....	71
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	73
3.1 Вплив режимів різання на якість оброблення секцій гвинтових гнучких конвеєрів.....	73
3.2 Програма та методика дослідження стійкості різців для точіння.....	74
3.3 Стенд для дослідження характеристик гнучких гвинтових конвеєрів.....	82
3.4 Висновки до розділу 3.....	84
РОЗДІЛ 4 ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	86
4.1 Результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості гвинтових робочих органів.....	86
4.2 Технологічність конструкції секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.....	89
4.3 Визначення радіуса згинання гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами.....	90
4.4 Вплив профілювання секцій гнучкого гвинтового конвеєра на його продуктивність.....	96
4.5 Контрольний пристрій для вимірювання параметрів шнеків.....	102
4.6 Висновки до розділу 4.....	104
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	105
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	108
Додатки.....	113

ВСТУП

Актуальність теми. Машинобудування має першорядне значення для технологічного переозброєння всієї економіки країни. Тому теперішній стан його розвитку потребує дослідження нових способів покращення роботи та технічних параметрів складових частин механізму з метою покращення якості продукції та зменшення витрат на виробництво і ремонт. У машинобудуванні суттєве значення має завдання щодо розробки передових технічних процесів (ТП) виробництва транспортних засобів, новітнього технічне обладнання, різального та вимірювального інструменту, дослідження на технологічність конструкції гнучких гвинтових конвеєрів (ГГК) та передусім їх робочих органів (РО) і гнучких рукавів. Незважаючи на велику кількість наукових досліджень, які проводились щодо технології виготовлення гнучких гвинтових конвеєрів, стан технічного забезпечення все ще залишається недостатнім, а науковою базою для його створення є матеріало-, енергоємність та інші параметри, які не завжди відповідають сучасним вимогам.

Існує нагальна потреба в налагодженні технічного супроводу виробництва нових конструкцій гнучких гвинтових приводів, що підвищують довговічність і ресурс експлуатації за рахунок зниження зносостійкості елементів у зоні контакту. Тому тема роботи є актуальною та має важливе економічне значення.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення експлуатаційних характеристик ГГК, його довговічності та надійності технічними засобами. Для досягнення цієї мети поставлені наступні завдання:

- проведення аналізу будови і технології виготовлення робочих органів ГГК, перевірка їх технологічності і на цій основі вдосконалити технологію їх виготовлення;

- визначення параметрів проміжних і замикаючих ланок розмірного ланцюга та значень допусків із рекомендацією фінішних процедур механічного

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Санніков		<i>СН</i>	25.12	ВСТУП	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	Шаповал		<i>Шаповал</i>	26.12			4	
Керівник	Шаповал		<i>Шаповал</i>	26.12		Національний університет імені Юрія Кондратюка		
Н. контр.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	26.12		ННІТР 2023 р.		
Зате.	Орисенко		<i>Орисенко</i>	28.12				

оброблення для проведення розмірного аналізу технологічного процесу виготовлення деталей і складання шарнірних з'єднань секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра;

- теоретичне обґрунтування жорсткості секцій лянки робочого органу гнучкого шнекового конвеєра при проточуванні;

- розроблення динамічної моделі технологічного процесу проточування та профілювання секцій РО ГГК, урахувавши варіанти навантаження, режимів роботи та жорсткості секцій;

- виведення аналітичних залежностей для визначення стійкості різця в процесі точіння та профілювання гвинтових секцій робочого органу по відношенню до ударного процесу різання гвинтового елемента;

- розробка та виготовлення функціонально можливих зразків секцій РО ГГК, технічного обладнання, різального та вимірювального інструменту, стенду для дослідження властивостей профільних секцій РО ГГК;

- проведення багаторазових експериментальних досліджень для формування практичних рекомендацій щодо вибору прогресивних режимів різання, обладнання для їх виготовлення, різального та вимірювального інструменту;

- розроблення методики проектування технологічних процесів та обладнання для виготовлення секцій РО ГГК необхідного профілю.

Об'єкт дослідження – технологічний процес виготовлення секційних робочих органів ГГК.

Предмет дослідження – секційні робочі органи гнучкого гвинтового конвеєра.

Наукова новизна отриманих результатів:

- проведено розмірний аналіз вузлів шарнірних з'єднань секцій ГГК із визначенням параметрів проміжних і замикаючих ланок розмірного ланцюга та значень допусків з рекомендаціями фінішних процедур механічного оброблення;

- жорсткість кожної секції гнучкого гвинтового конвеєра вперше було теоретично обґрунтовано під час проточування та використання їх в якості робочого органу;

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		5

- виведено аналітичні залежності для визначення стійкості в процесі обточування та профілювання гвинтових секцій робочих органів;

- виведено аналітичні залежності для визначення втрат продуктивності ГГК в залежності від профілю секцій в поздовжньому перерізі;

- вперше розроблено динамічну модель технологічного процесу проточування та профілювання секцій РО ГГК, ураховуючи варіанти навантаження, режиму роботи жорсткості секцій;

- виведено регресійну залежність для визначення сил різання проточування секцій РО ГГК під час їх профілювання.

Практичне значення отриманих результатів. Експериментально підтверджено теоретичні залежності для визначення сили різання проточування та профілювання секцій ГГК для підвищення довговічності та надійності роботи ГГК.

Розроблено удосконалену конструкцію секційних ГГК, технологію їх виготовлення та інструменти для вимірювання конструктивно-технічних параметрів секцій конвеєрів.

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

РОЗДІЛ 1 КОНСТРУКТИВНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ СЕКЦІЙНИХ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

1.1. Секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів, область їх використання, технічні вимоги й норми точності

Механізми з гвинтовими робочими органами, ураховуючи високу продуктивність праці, відносну простоту конструкції та зручність в експлуатації, широко застосовуються у всіх галузях народного господарства і відносяться до прогресивної техніки, що дозволяє використовувати їх як у дискретних технологічних схемах, так і у складі високопродуктивних автоматичних ліній. Вони належать до екологічно чистого виду транспорту.

Секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів (РО ГГК) є простими і високопродуктивними механізмами, що використовуються для перевезення сипких матеріалів, таких як пісок, цемент, сипкі матеріали в різних галузях народного господарства, зернових культур, мінеральних добрив в аграрному секторі та інших галузях економіки. Завдяки простоті виготовлення, високій мобільності та експлуатаційній надійності сфера їх використання ще більше розширюється. Такі механізми застосовуються не лише для транспортування вантажів по горизонтальних, похилих та вертикальних магістралях, але і для перевантаження сипких матеріалів по складних магістралях з мінімальним радіусом кривизни $R_k = 1000$ мм. Довжина магістралей може досягати понад 20 000 мм, з продуктивністю понад 20 т/год.

Пошук оптимальних схем РО ГГК для транспортування сипких вантажів по криволінійних магістралях привів до створення цілого ряду нових робочих органів, що відрізняються як конструктивною універсальністю, технологією

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Санніков		<i>СД</i>	25.12	КОНСТРУКТИВНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ СЕКЦІЙНИХ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	Лім.	Лист	Листів
Перевір.	Шаповал		<i>Шаповал</i>	26.12			7	
Керівник	Шаповал		<i>Шаповал</i>	26.12		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.		
Н. контр.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	25.12				
Затв.	Орисенко		<i>Орисенко</i>	28.12				

виготовлення, так і функціональністю.

Існуючі конструкції РО ГГК за способом заповнення матеріалу можна розділити на одно- та двомагістральні. В одномагістральних секційних гнучких гвинтових конвеєрів (СГГК) сипкі матеріали зазвичай завантажуються бункерним способом. При такій схемі перевантаження привід розміщується в зоні бункера. Проте, існують також конструкції РО СГГК, де завантаження відбувається внаслідок захоплення матеріалу відкритою спіраллю, яка вводиться в масу сипкого матеріалу за допомогою різних насадок. У цьому випадку привід встановлюється в зоні вивантаження продукту, а для більшої маневреності робочих органів використовується двомагістральний РО ГГК, в якому привід і перевантажувальний патрубок реалізовані як один технологічний вузол. Принципова схема двомагістрального секційного ГГК наведена на рисунку 1.1. Він складається із завантажувального 5 та розвантажувального 1 гнучких кожухів, в яких розміщують смугові спіралі 2. За допомогою механічних передач електродвигунами від приводних валів 3 і 6 забезпечується обертання робочих органів. Ділянки спіралей жорстко зафіксовано на приводних валах і розміщено всередині перевантажувального патрубку 4.

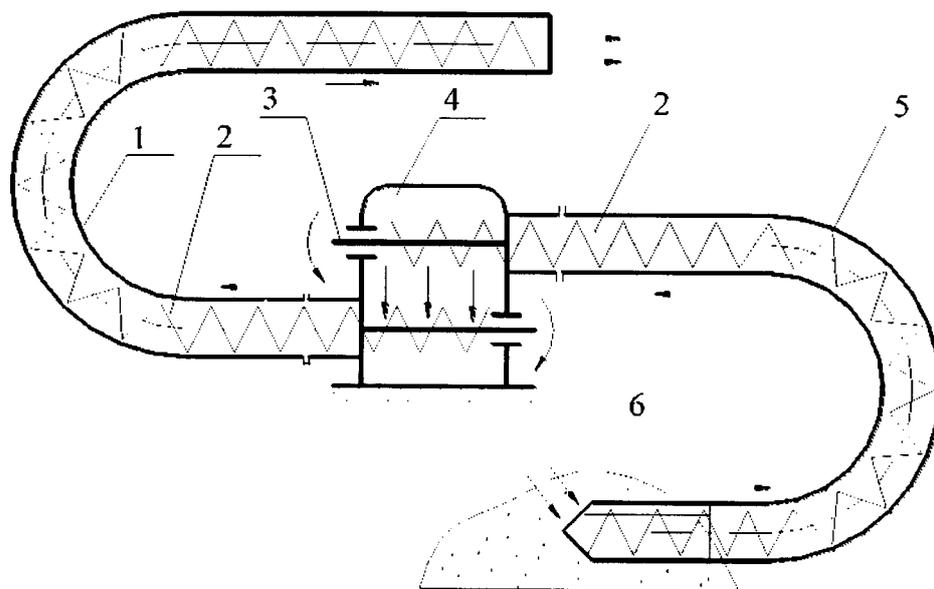


Рисунок 1.1 – Принципова схема двомагістрального гвинтового перевантажувального механізму

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		8

В процесі роботи сипкий матеріал захоплюється обертанням спіралі завантажувальної магістралі, переміщується в гнучкому кожусі в область передавального патрубку, звідки під впливом власної ваги попадає на витки вивантажувальної магістралі 1 та транспортується до місця призначення. Серед існуючих схем секційних РО ГГК розглянута схема є найбільш успішною з точки зору розміщення приводу та зони передачі сипкого матеріалу від однієї магістралі до іншої. Проте, виходячи з проведених досліджень [3,4], смугові спіралі характеризуються низьким терміном служби та надійністю. Це пояснюється тим, що на криволінійних трасах транспортування робочий орган піддається постійним знакозмінним згинальним циклічним навантаженням, що зумовлює втому матеріалу робочого органу та його пошкодження.

Результати експериментальних досліджень [4,5] показали, що термін служби суцільних гвинтових робочих органів, виконаних із стрічкових спіралей, що працюють на криволінійних магістралях з локальним радіусом кривизни менше 1000 мм, не перевищує 40 год роботи [9].

Одним із шляхів вирішення досліджуваної проблеми є використання секційних гвинтових робочих органів.

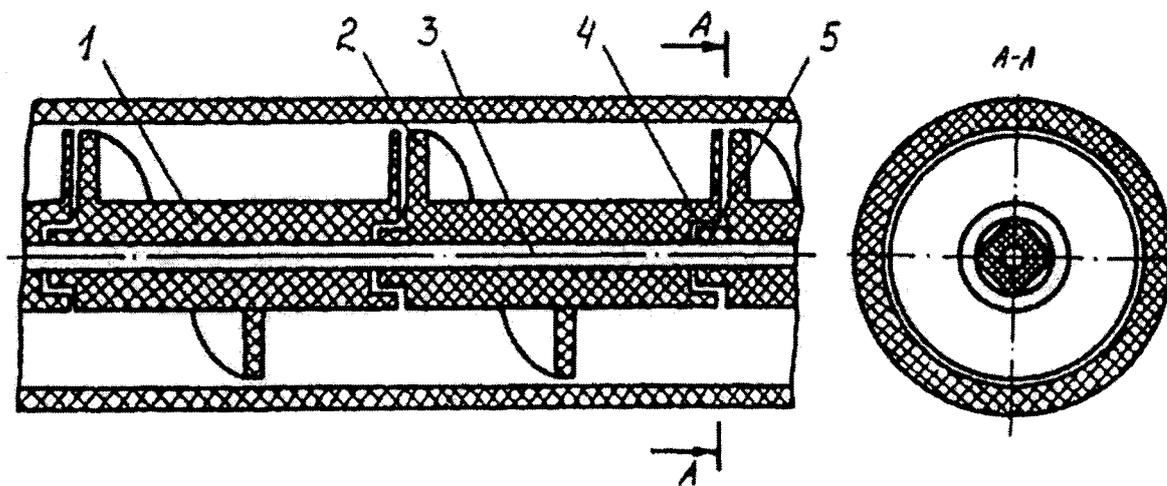


Рисунок 1.2 – Гвинтовий перевантажувальний механізмів з секційним гнучким валом

Так, на рис. 1.2. зображено робочий орган секційного ГТК, несучі гвинтові елементи якого виконано у вигляді пластмасових втулок 1 із зовнішнім гвинтовим ребром 2, розміщеним на центральному тросі 3. Передача крутного моменту здійснюється за допомогою торцевих фігурних гнізд 4 та виступів 5 сусідніх втулок. Конструкція розглянутого робочого органу визначає напрямок вирішення поставленої задачі, проте, є недосконалою, адже в процесі роботи площі контакту вузлів передачі моменту постійно змінюється, внаслідок чого виникають великі коливання значення контактних напружень, тому недосконалість є. Під впливом таких напружень торцеві виступи і впадини інтенсивно зношуються.

На рис. 1.3 представлено конструкцію гнучкого вала у вигляді ланцюга 1, секції якого пов'язані фіксуючими кільцями 2 (рис. 1.3, а), скручених та шарнірно поєднаних плоских пластин 3 (рис. 1.3, б).

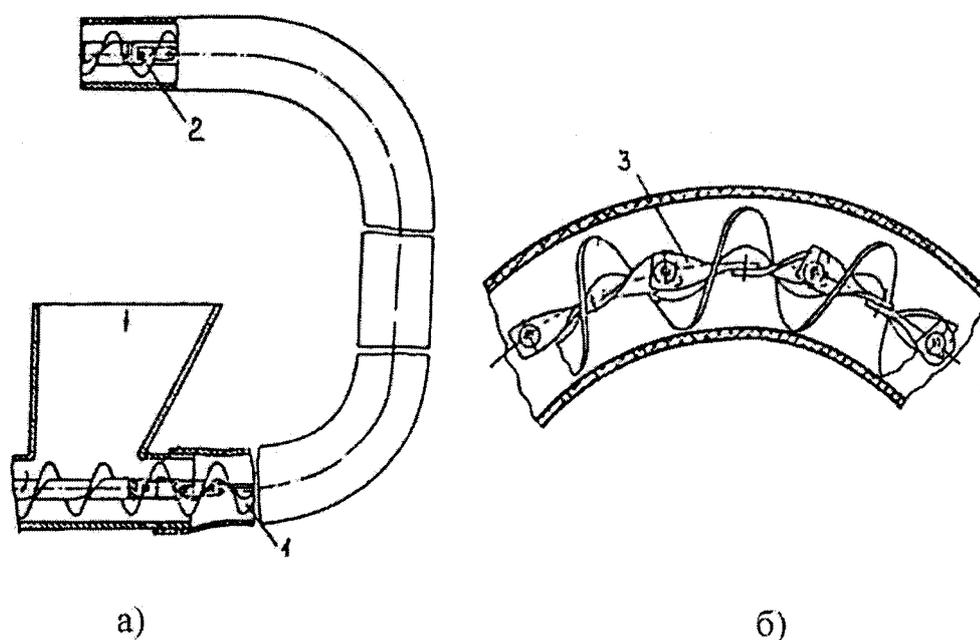


Рисунок 1.3 – СГТК з секційними робочими органами

Ці конструкції не вирішують досліджуваних проблем, головним чином через те, що плече, що передає крутний момент, є найменшими, а тому і зусилля є найбільшими, а пари тертя характеризуються малими площами контакту.

Для перевантаження сипкого матеріалу на значну відстань (більше 10 000 мм) необхідне значне збільшення крутильної жорсткості органу гвинтових

робочих органів. Типовими представниками для конструктивного вирішення поставленої задачі є гнучкі смугові робочі органи горизонтально-несучою і вертикально-технологічними спіралями, представленими на рис. 1.4. Приводячи гнучкий вал у вигляд двох різноспрямованих смугових пружинних спіралей (рис. 1.4, а), в процесі кручення діаметр зовнішньої спіралі зменшується, а внутрішньої – збільшується, чим забезпечується їх взаємне стискування.

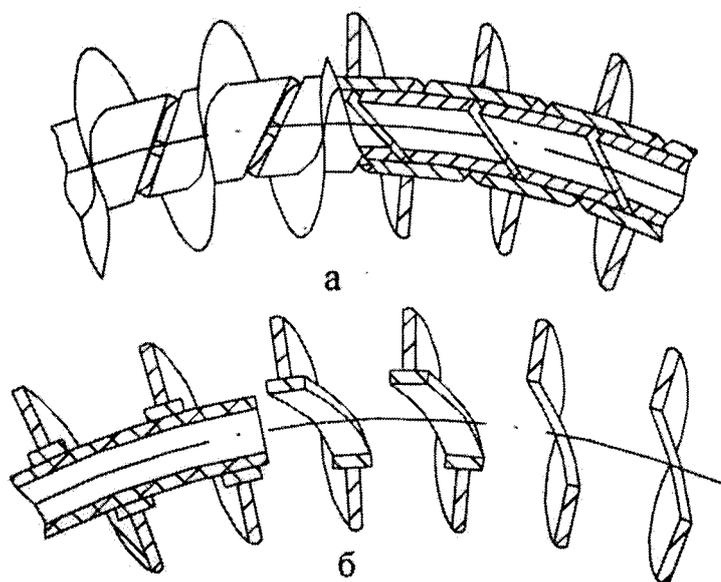


Рисунок 1.4 – Гнучкі робочі органи з горизонтально-несучою (а) і вертикально-технологічними (б) спіралями

Передача крутного моменту в таких робочих органах відбувається виключно за допомогою гнучкого валу. В іншому випадку (рис. 1.4, б) функцію внутрішньої спіралі виконує армований гумовий шланг, закріплений в місці приводу робочого органу.

Вищевказані секційні гнучкі робочі органи ГГК з високою вантажопідйомністю і продуктивністю мають обмежену маневреність, оскільки величина кутової пружної деформації значно залежить від ширини смуги горизонтальних спіралей. Ще одним суттєвим недоліком є підвищений знос поверхонь контакту горизонтальних спіралей, між якими постійно відбувається тертя під час роботи ГГК на криволінійних трасах. Представлені типи робочих

органів можуть використовуватись на довгих (більше 10 000 мм) магістралях перевантаження за умови їх незначної кривизни.

Варто зазначити, що виготовлення гнучких гвинтових спіралей довжиною понад 1000 мм є достатньо трудомістким процесом. Для їх намотування та прокатування використовують низьковуглецеві сталі без термічної обробки для покращення їх фізико-механічних властивостей. Хіміко-термічна обробка витих спіралей на оправах довжиною 1,2-1,5 м деякою мірою підвищує їх пружність, але суттєвого поліпшення експлуатаційних параметрів цих робочих органів при роботі на криволінійних трасах не спостерігається [13]. У той же час, виробництво смугових спіралей з пружинних високовуглецевих сталей (>0,5% вміст вуглецю) вимагає тільки «гарячої» технології їх намотування, що можливо лише за особливих умов виробництва з високою точністю і спеціальним обладнанням, що в свою чергу призводить до значного зростання собівартості продукції.

Тому одним із напрямків вирішення технічної суперечності між вимогами до конструкції та технологією виготовлення (спіраль конструктивно має бути виготовлена з високовуглецевої сталі з вмістом вуглецю $C > 0,5\%$, а технологічно її виготовлення можливо зі сталей - $C < 0,15\%$) є розробка гнучких робочих органів, що складаються з набору секцій гвинтових робочих пелюстків і несучого пружного валу.

На рис.1.5 представлено такий секційний гнучкий гвинтовий робочий орган [14], який складається з центральної втулки 1 і виконаного одночасно двостороннього сектору спіралі 3. Пари сферичних виступів 5 і виїмок 6, що мають однаковий діаметр, виконані на торці центральної втулки так, щоб вони були протилежно розташовані один від одного. Положення сферичних виступів і впадин на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок зміщене по валу на 90° , а глибина сферичних впадин менша за висоту "г" сферичних виступів на величину "к". Центральні втулки розміщені на тросі 2 і притиснуті один до одного за допомогою натяжного механізму.

Під час роботи сектори спіралі переміщують сипкий матеріал у гнучкому кожусі 4. В процесі роботи на криволінійних трасах сферичні виступи повертаються відносно впадин у напрямку, перпендикулярному до лінії, що сполучає їх центри. Оскільки виступи зміщені по колу на 90° відносно впадин, то робочий орган може вільно деформуватися та працювати за принципом шарнірних муфт. Крутний момент від однієї секції до іншої передається виключно сферичними виступами і впадинами.

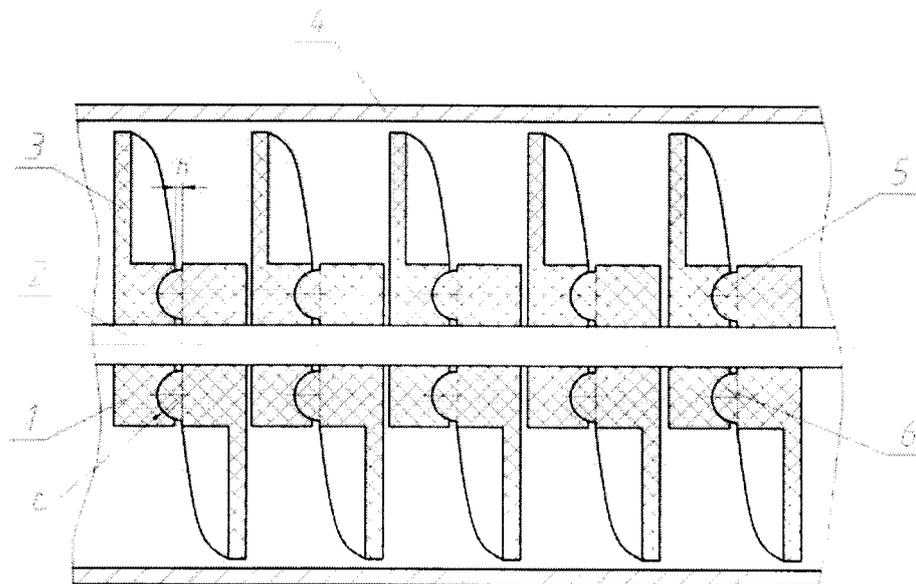


Рисунок 1.5 – Робочий орган модульного гвинтового агрегату

Відомий також робочий орган гвинтового конвеєра (рис. 1.6) [18], що складається з окремих гвинтових секцій 3. Кожна секція виконана у вигляді двох циліндричних втулок 10, сполучених між собою прутками 1, до яких приєднано гвинтове ребро 2. Втулки однієї секції мають наскрізні отвори 5, центральні осі яких розміщені прямо перпендикулярно. Наскрізний отвір втулки має антифрикційні фігурні втулки 6, між торцевими поверхнями яких розміщено квадратний валець 7. Циліндричні пальці 9 встановлені в отворах антифрикційних втулок 8 і отворах вальця.

Під час обертання робочого органу крутний момент з вальця передається на кільця 10 через пальці та антифрикційну фігурну втулку. Потім від циліндричних

кілець крутний момент передається на сусідню секцію через гвинтове ребро 2 і прутки 1.

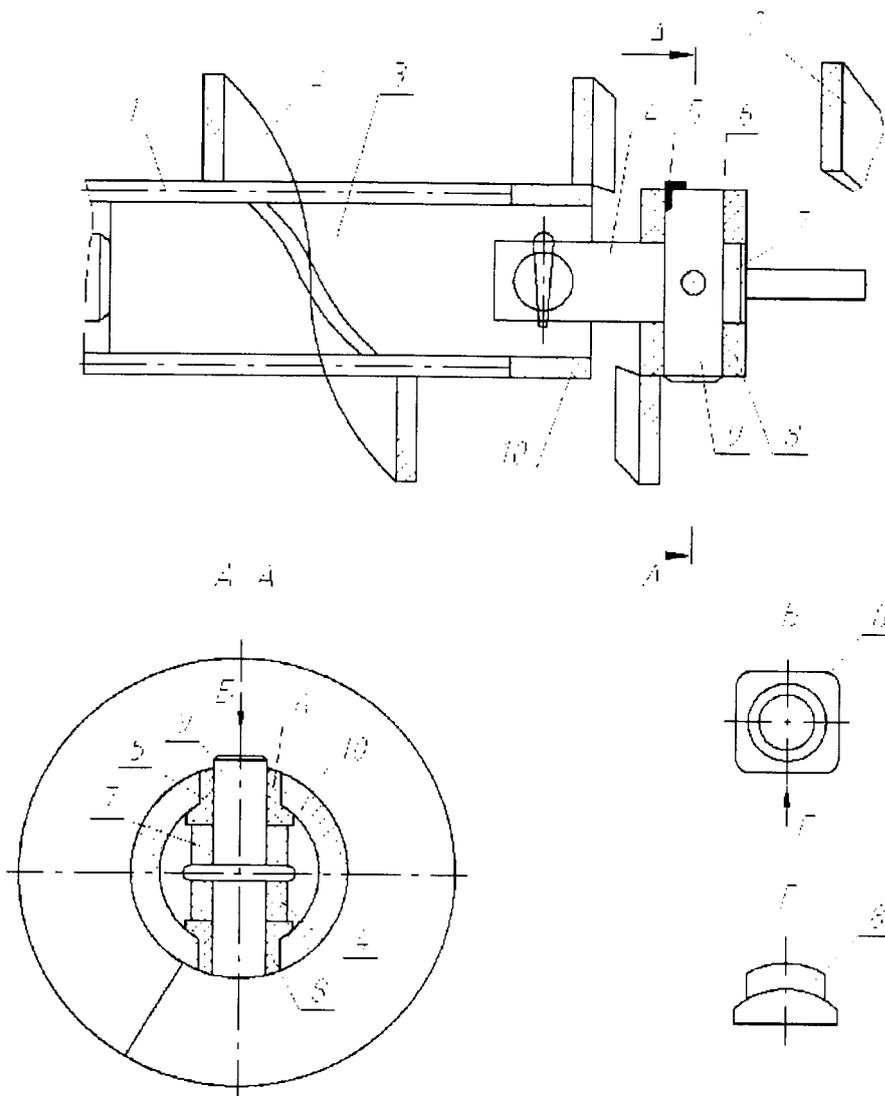
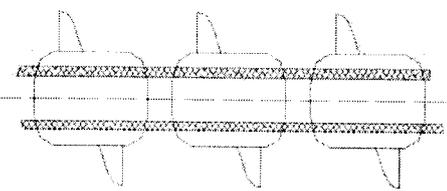
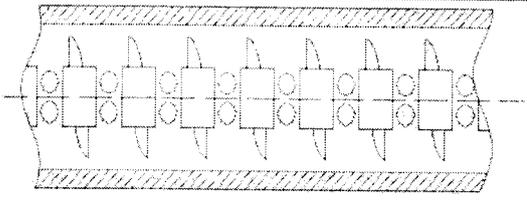
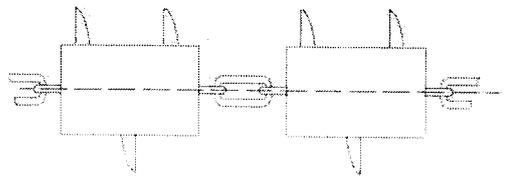
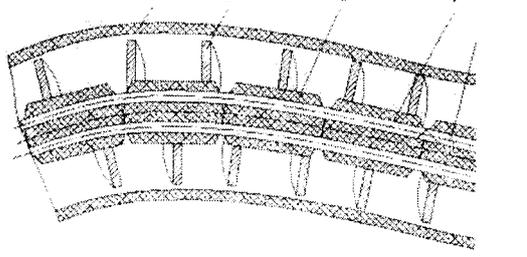
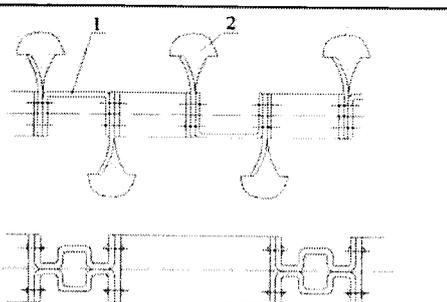


Рисунок 1.6 – Робочий орган гвинтового конвеєра

Антифрикційні втулки виготовлені з поліаміду, армованого скловолокном, які ефективно працюють як підшипники ковзання навіть у важких умовах без змащування. Основним недоліком таких робочих органів, які характеризуються надійністю передачі крутного моменту, є їх висока погонна маса, що має негативний вплив на ступінь пошкодження транспортованого матеріалу.

Основні конструкції гнучких робочих органів секційних гнучких гвинтових конвеєрів (СГГК) та їх недоліки приведені в таблиці. 1.1.

Таблиця 1.1 – Конструкторські особливості секційних гнучких гвинтових робочих органів СГГК

№ п/п	Гнучкий робочий орган	Конструктивна схема	Недоліки
1	2	3	4
1	Спіральний з несучим гнучким валом		Складність при ремонті та мала навантажувальна здатність
2	Секційний з пластмасовими втулками		Низька навантажувальна здатність
3	Секційний з ланцюговим з'єднанням		Низька навантажувальна здатність
4	Секційний з направляючими тросами		Низька навантажувальна здатність
5	Спіральний з П-подібними пластинами		Низький ресурс роботи, низька крутильна жорсткість

Одним із напрямів вирішення проблеми стійкості гвинтових спіралей при експлуатації технологічних магістралей з малими радіусами кривизни є впровадження гвинтових робочих поверхонь у вигляді окремих секцій, жорстко з'єднаних з гнучким валом, який може бути виконано із пружного матеріалу або у вигляді окремих шарнірних секцій.

Розробка конструкцій секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів забезпечує розширення області застосовування механізмів з гвинтовими пристроями, завдяки чому вказані пристрої все ширше використовуються в різних галузях економіки країни. Їх номенклатура та конструктивні особливості визначаються специфікою технологічних процесів, в яких вони застосовуються, і багатьма іншими чинниками.

Допуски на механічну обробку становлять від 0,3 до 0,5 мм для внутрішнього діаметра та від 0,4 до 0,6 мм для зовнішнього діаметра.

Точність розмірів як для внутрішнього так і для зовнішнього діаметрів секцій РО ГГК відповідає 8-12 квалітетам. Для чистового точіння відхилення геометрії при зовнішньому діаметрі 80-200 мм не повинно перевищувати 0.1-0,3 мм, а параметри шорсткості цих поверхонь досягають $R_z = 10-20$ мкм.

Обробка секцій РО ГГК за внутрішнім і зовнішнім діаметром є складним технологічним процесом, а існуючі методи обробки не можуть повністю гарантувати параметри якості.

Враховуючи різноманітність конструкцій, функціональне призначення та специфіку роботи механізмів з гвинтовими пристроями, вибір матеріалів для виготовлення гвинтових елементів секцій ГГК різноманітний. Основними вимогами до матеріалу гвинтових заготовок є пластичність при виготовленні, міцність на кручення і вигин, хороша оброблюваність, стійкість до корозії і зламів, пружність, незначна деформація при термічній обробці.

Гвинтові заготовки секційних РО ГГК виготовляються з легованої конструкційної сталі, алюмінію, сплаву міді та інших матеріалів. Для заготовок, виготовлених у зварному або спіральному вигляді, застосовуються сталі марок Ст 3, 08 кп і 10 кп. При необхідності на робочу поверхню наносять хромовані, нікельовані та інші гальванічні покриття, часто використовують технологічні методи для підвищення твердості гвинтової стрічки за зовнішнім діаметром.

Технічними вимогами до секційних РО ГГК є:

1. Основні технічні вимоги згідно ДСТУ 2705-93.
2. Квалітети за зовнішнім і внутрішнім діаметром – 8-12.

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
5	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		18

3. Відносне співвідношення ширини і товщини спіралі $b_1 = 10-20$.
4. Зміна товщини смуги по ширині – 0,05 - 0,1 мм.
5. Ширина не катаної зони для прокатування $\epsilon = 2,4-2,8$ мм, для намотування $\epsilon = 10-15$ мм.
6. Максимальна ширина смуги 100 мм.
7. На поверхні РО ГГК не допускається наявність тріщин і задирок.

Отже, провівши аналіз відомих конструкцій робочих органів, можна зробити наступні висновки. З метою підвищення надійності процесів перевантаження, транспортування й змішування сипких матеріалів ГГК, для розробки та дослідження їх робочих органів встановлено доцільність:

- застосування секційного методу для виготовлення робочого органу (для зменшення знакозмінних циклічних навантажень).
- збільшити площу контакту між вузлами передачі крутного моменту і зменшити внутрішню напругу.
- максимальне зниження зусилля в парах тертя за внаслідок збільшення плеча передачі крутного моменту.
- конструктивне виконання секцій для забезпечення цілісності еластичних кожухів на криволінійних ділянках транспортування.
- для зменшення тертя пари робочий орган – гнучкий рукав секції РО ГГК повинен мати бочкоподібну форму по зовнішньому діаметру, щоб не послабити триві рукава і не забруднити транспортні матеріали гумовими відходами, що містять рукава.
- розробити технологічні основи проектування прогресивних технологічних процесів виробництва секційних РО ГГК та відповідного технологічного обладнання, різальних і вимірювальних інструментів.

1.2. Аналіз результатів теоретичних досліджень параметрів секційних гнучких гвинтових конвєєрів

Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, динамічних, кінематичних, технологічних, експлуатаційних, функціональних та інших параметрів і властивостей секційних РО ГГК розглянуто в низці літературних джерел.

Значні внески у формування наукових основ теорії проектування гвинтових механізмів внесли П.М. Василенко, А.М. Григор'єв, О.О. Омельченко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, В.Д. Ткач, Б.М. Гутьяр, М.І. Акімов, Ю.А. Авернів, Д. Мак - Келві, Г. Шенкель, Е. Бернард, Р.Я. Лещук та інші.

Безпосередньою розробкою і дослідженням ГГК та їх робочих органів, технології їх виготовлення займались К.Д. Вацагін, А.М. Григор'єв, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік та інші.

Аналіз основних аспектів проектування секційних РО ГГК свідчить про відсутність чіткого погляду в різних авторів на зміст явищ, що виявляються при експлуатації даних засобів механізації. Оскільки аналіз відомих досліджень все ж таки показує, що проблема пошкодження сипких вантажів залишається актуальною, особлива увага приділена літературним джерелам, які висвітлюють питання вибору параметрів робочих органів і процесів перевезення зернових, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів.

Сучасне проектування гвинтових перевантажувальних механізмів здійснюється, переважно, із застосуванням практичних рекомендацій та емпіричних залежностей, які не в повній мірі відповідають висунутим вимогам [12]. Відсутні загальна модель взаємодії продуктів перевезення гвинтовими робочими органами, оптимізаційна модель гвинтового механізму, обґрунтовані методики розрахунку на міцність, які б могли використовуватись в інженерному проектуванні.

Проблемам теоретичного обґрунтування процесу роботи гнучких гвинтових перевантажувальних механізмів, методик розрахунку їх базових параметрів, розробки прогресивних конструкцій подібних засобів механізованого перевезення сипких матеріалів по криволінійних трасах присвячено роботи К.Д. Вацагіна, Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського, О.О. Труфанова та інші.

Вирішення даних проблем стало можливим завдяки застосуванню змігтових спіралей шнеків, технології виготовлення яких і створення їх на основі гнучких гвинтових конвеєрів присвячено чимало досліджень акад. Гевка Б.М. [3, 4]. У дисертаційній роботі Б.М. Гевка «Наукові основи розробки гвинтових транспортуючих механізмів сільськогосподарських машин» [6] було розроблено наукову основу для аналізу та синтезу гвинтового механізму, а також виведено залежність геометричної поверхні робочих органів гнучкого гвинтового конвеєра з дослідженням нелінійних задач динаміки руху матеріальної точки з нестационарними зв'язками, та встановлено динамічні та кінетичні параметри рухомого потоку сипких вантажів. Автором вперше розроблено та експериментально досліджено модель гнучкого гвинтового конвеєра. Встановлено, що продуктивність даних механізованих засобів є постійною величиною і не залежить від зміни висоти підйому вантажу та радіуса кривини, а швидкість, коефіцієнт зношування та інші параметри залежать від бігучого кута нахилу траси.

Об'ємний розхід вантажу є постійним по її довжині незалежно від положення траси в просторі та теоретично визначається за залежністю [6].

$$Q = \psi \varphi_0 1 + \sqrt{1 - \varphi_0} \pi D_{ж}^3 \omega \cdot \frac{0,5\pi D_{ж} P 1 + \sqrt{1 - \varphi_0} - \mu_1 P^2}{16T^2 + 0,2\pi^2 D_{ж} 1 - \sqrt{1 - \varphi_0}}, \quad (1.1)$$

де ψ – коефіцієнт швидкості потоку, який враховує ступінь перекриття прохідного перерізу рівчака гнучкою спіраллю;

φ_0 – коефіцієнт завантаження на вході;

$D_{ж}$ – прохідний діаметр кожуха;

P – крок спіралі;

кожуха; n - частота обертання робочого органу; Q - продуктивність; N - потужність електродвигуна. А також приведено розрахункові значення Q і N таких механізмів у разі перевезення матеріалів з $\rho = 1 \text{ т/м}^3$.

Дані таблиці 1.2 підтверджують близьке співпадання розрахункових і фактичних значень Q і N .

Ураховуючи вищевикладене, можна зробити висновок, що низка питань, які стосуються вибору конструктивних, кінематичних та технологічних параметрів частково вирішені, але вони переважно стосуються суцільних гвинтових робочих органів. Проблема надійності секційних робочих органів на теперішній час є повністю вирішеною, що є головним чинником, який перешкоджає їх широкому використанню в різних галузях промисловості.

Тому, підвищення надійності РО ГГК технологічними методами є актуальною задачею і відіграє важливу роль у народному господарстві.

1.3 Аналіз технологічних процесів виготовлення секцій гнучких гвинтових конвесрів

Характеристики формування гвинтової заготовки визначаються насамперед її геометрією і точністю виготовлення. Найпростіша гвинтова поверхня одержується розрізуванням кільцевої заготовки шляхом осьового розтягування на заданий крок. В результаті бічні частини кільця стискаються, а центральні – розтягуються. На практиці приймають, що в ході розтягування гвинтової стрічки з кільця співвідношення довжин зовнішнього ребра спіралі до внутрішнього не змінюється [6].

Відомо багато способів виготовлення гвинтових заготовок. Різниця між ними полягає у послідовності та кількості операцій, які включають формування спіралі, їх зварюванні між собою, а також в умовах розтягування витків на заданий крок (в штампі, на спеціальному обладнанні тощо). Проте, всі вони мають низку недоліків, таких як значна матеріаломісткість операції нарізки

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			23

кілець, неточність параметрів одержуваних спіралей, висока трудомісткість процесу виготовлення та висока собівартість продукції. Крім того, якість звареної спіралі шнека є нижчою, ніж суцільної поверхні гвинта, яку досить важко отримати традиційними методами формування.

Тому більш технологічними є методи формування спіралей із стрічкової заготовки такої довжини, яка дозволяє виготовляти одразу одну або декілька спіралей. Основною складністю даних методів є те, що заготовку необхідно піддавати різному ступені деформації. У той же час, коефіцієнт ψ характеризує нерівномірність витягування стрічки по зовнішньому та внутрішньому ребрах спіралі [25]:

$$\psi = (r + B) / r = \pi D_c / (\pi d_c), \quad (1.2)$$

де r - радіус спіралі по внутрішньому ребру;

B - ширина стрічки;

D_c і d_c - відповідно зовнішній та внутрішній діаметри спіралі.

Так як у сучасному виробництві використовуються високопродуктивні гвинтові спіралі з великим зовнішнім та малим внутрішнім діаметром і, отже, високим коефіцієнтом нерівномірності витягування, тому виготовлення таких спіралей зі смугових заготовок може здійснюватися тільки з матеріалів з високою пластичністю.

Основні методи формування гвинтових деталей із стрічкових заготовок поділяються на дві групи: методи прокатування і методи навивання на оправу.

Виробництво спіралей методами прокатування характеризується достатньою продуктивністю, але супроводжується складністю отримання гвинтових заготовок з малим внутрішнім діаметром, значними відхиленнями конструктивних параметрів стрічок, високими енерговитратами в процесі виробництва, складністю обладнання.

Серед методів навивання відомі наступні: навивання спіралі на оправу з щільно навитими витками, навивання спіралі на оправу заданим кроком, навивання стрічки на оправу з неперервним її сходженням з робочої зони.

Існують наступні способи навивання стрічки на оправу: перервний (на оправу намотується гвинтова стрічка довжиною однієї спіралі) і неперервний (на оправу намотується спіраль, довжина якої дорівнює довжині заготовки або, в деяких випадках, обладнання). При неперервному способі виріб розрізається на задану довжину в ході навивання.

Штамп для виробництва секційних ГГК містить матрицю 1 і пуансон 2 з гвинтовою робочою поверхнею, ножі 3 і 4 з поздовжніми канавками на різальному ребрі для формування заусенців, що утримують заготовку при профілюванні, колону 5 та противіджим 6. Кільцева заготовка кріпиться до колони 5. Під час руху траверси преса вниз заготовка розрізається по радіусу ножами 3 і 4. У ході подальшого переміщення траверси преса вниз за допомогою матриці 1 і пуансона 2 відбувається профілювання кільцевої заготовки (формується гвинтова поверхня витка шнека). При цьому заусенці запобігають зміщенню заготовки, забезпечуючи зберігання правильної форми по внутрішньому і зовнішньому діаметрах витка шнека. Після зняття витка шнека з колони 5 здійснюється обрізання заусенців.

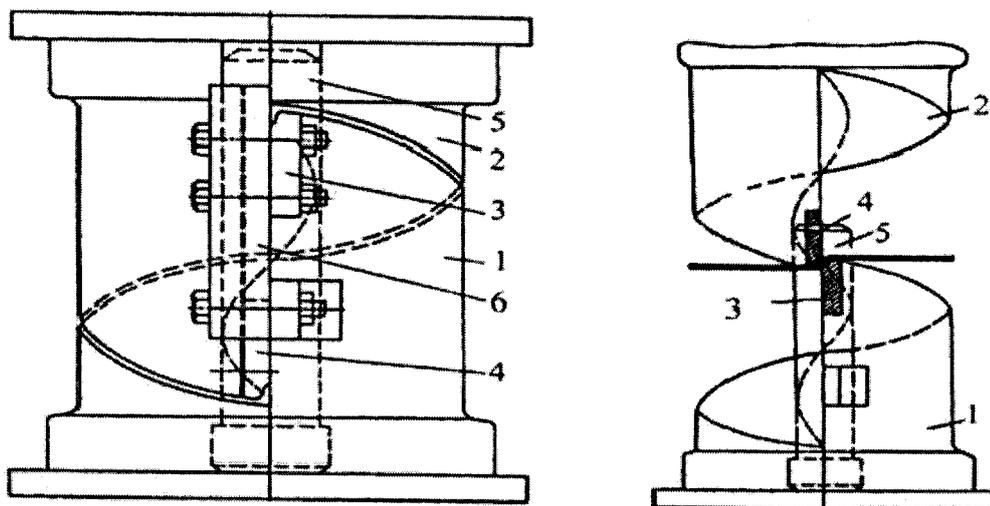


Рисунок 1.9 – Штамп для профілювання гвинтових заготовок:

- а) розтягнутий виток шнека після штампування;
- б) штамп в початковий момент роботи

Оскільки заготовка не зміщується під час профілювання, викривлення зовнішнього та внутрішнього діаметрів шнека не відбувається, що дозволяє зменшити витрати матеріалу за рахунок зменшення зовнішнього діаметру кільцевої заготовки та виключення подальшої механічної обробки по діаметру витка.

Інший варіант профілювання витків шнека з кільцевої заготовки наведено на рисунку 1.14 [38]. У процесі профілювання гвинтової заготовки кільцеві заготовки вирізаються, розрізуються по радіусу, розтягуються в спіраль, а потім зварюються між собою і з валом. Його перевагою є те, що одночасно з розрізуванням заготовок по радіусу їх кінці розводяться один від одного в напрямку, перпендикулярному площині кільцевої заготовки заданого кроку, а після зварювання заготовок між собою здійснюється розтягування в спіраль. При цьому кільцеві заготовки спершу зварюються, а потім розтягуються на заданий крок. Це пов'язано з викривленням кроку гвинтової спіралі при зварюванні вже готових розтягнутих на крок заготовок.

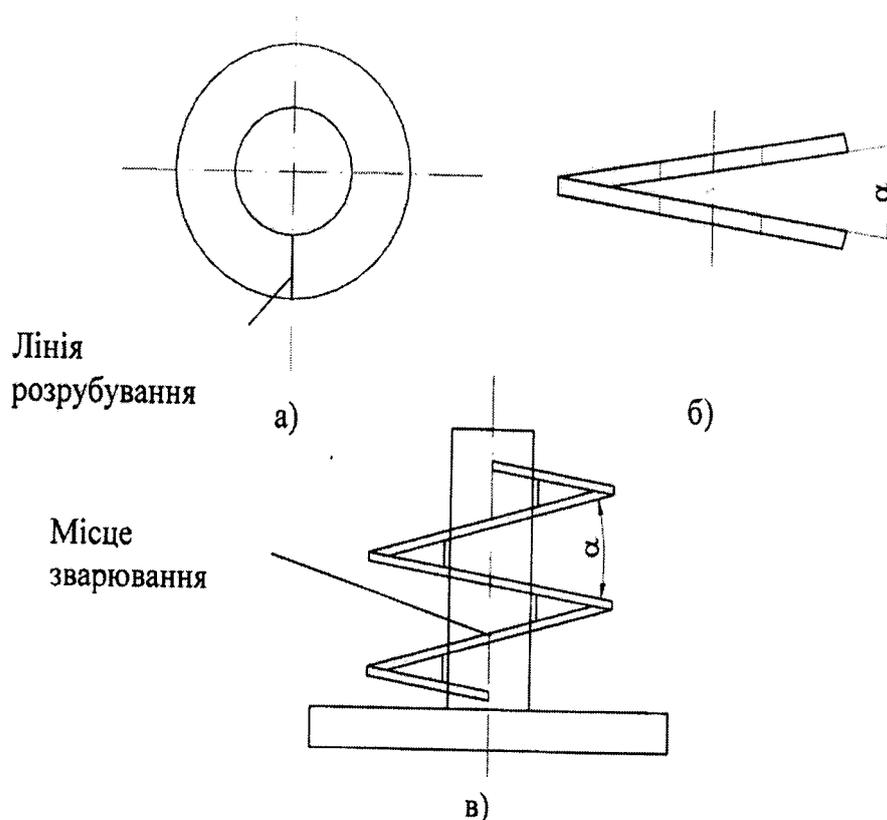


Рисунок 1.10 – Схема профілювання гвинтової заготовки:

а) кільцева заготовка; б) заготовка з відігнутими кінцями;

в) зварені заготовки на валі де: α - крок спіралі

Розміри кільцевих заготовок розраховуються за наступними залежностями:

$$\begin{aligned} D_0 &= d_0 + (D - d); \\ d_0 &= \frac{(D - d)\sqrt{P^2 + (\pi d)^2}}{\sqrt{P^2 + (\pi D)^2} - \sqrt{P^2 + (\pi d)^2}}; \\ \beta &= \frac{360\pi d_0 - \sqrt{P^2 + (\pi d)^2}}{\pi d_0} \end{aligned} \quad (1.3)$$

де D_0 – зовнішній діаметр, заготовки;

d_0 – внутрішній діаметр заготовки;

D – зовнішній діаметр спіралі;

d – внутрішній діаметр спіралі;

P – крок спіралі;

β – кут вирізування плоскої заготовки.

Основою процесів профілювання механічних деталей методами пластичного деформування є теорія обробки металу тиском, яка ґрунтується на загальних принципах раціонального конструювання та аналізі досліджуваних у даній роботі технологічних процесів. Вона заснована на теорії пластичної деформації, яка теоретично та експериментально вивчає механізми зміни форми металів, досліджує вплив різних чинників на процеси деформування.

Враховуючи різноманітність конструкцій, технології їх виготовлення, функціональне призначення та особливості роботи механізмів з гвинтовими пристроями, вибір матеріалів для їх виробництва є широким. Основними вимогами до матеріалу гвинтових заготовок є пластичність, міцність на кручення та згин, хороша оброблюваність, стійкість до корозії, пружність, незначна деформація при термічній обробці.

Гвинтові заготовки виготовляють із легованої конструкційної сталі, чавуну, пластмас та інших матеріалів. Для шнеків, які є зварними, спіралі виготовляють зі сталей марок 08 кп, 10 кп, 65Г, Ст3. При необхідності на робочі поверхні наносяться хромоване, нікельоване та інші гальванічні покриття. Також

використовуються технологічні методи збільшення твердості гвинтової стрічки по зовнішньому діаметру.

Матеріали з високою корозійною стійкістю використовуються для гвинтових і кільцевих деталей механізмів переробної та інших галузей промисловості. Ці властивості характерні сплавам заліза з вмістом хрому 12-20%, нікелю 1,5-11%, молібдену до 3%, а в деяких випадках вуглецю і титану (0,1-0,5%). Для виготовлення гвинтових заготовок рекомендовано застосовувати матеріали марок 12X18H9T, 12X18H12T, 12X25X16Г7AP з коефіцієнтом відносного видовження $\delta_s = 40\%$ високопластичної сталі 08 кп і 10 кп відповідно з $\delta_s = 33\%$.

Аналіз методів формування гвинтових заготовок показав великий розрив в напрямку недооцінки можливостей матеріалів, як з точки зору граничних деформацій, так і за коефіцієнтом застосовування матеріалу, та потенціал до максимальної продуктивності, якості обробки, а також підвищення надійності і довговічності.

1.4 Вібраційні процеси при обробці секцій гнучкого гвинтового конвеєра

Основними операціями обробки нежорстких секційних РО ГТК є токарні та шліфувальні, тобто операції, що пов'язані з обертанням деталі під час обробки, а тому вони супроводжуються вібраціями, що з'являються у системі верстат-присрій-деталь-інструмент [11,20,22]. У реальних умовах вібрації являють собою додаткові відносні рухи в просторі деталі, що обробляється, інструменту та всіх інших компонентів системи верстат-присрій-інструмент-деталь (ВПД). Під час обробки кожної секції РО ГТК на перший план виходять вимушені вібрації, викликані динамічним дисбалансом підсистеми присрій-деталь. Внаслідок того, що всі деталі системи взаємопов'язані, зміна будь-якої окремої ланки миттєво позначається на характері коливання всіх інших її ланок. У процесі токарної та

підтримувати вібрації, що викликають похибки у формі оброблених поверхонь та збільшують їх шорсткість. У своїх роботах М.І. Акімов показав, що в процесі появи вібрацій під час точіння центр оброблюваного вала і вершина різця переміщуються по криволінійним траєкторіям, близьких до еліпсів, а їх максимальні осі обертаються одна відносно одної (на відміну від направленості головних осей жорсткості передньої і задньої бабок і супорта верстату).

За наявності коливань сила різання стає змінною величиною, а її миттєве значення, розраховується за формулою [21]:

$$P_y^{\text{дин}} = P_y - ry + \Delta P_y, \quad (1.4)$$

де $r = \frac{P_y}{s}$ може розкладатися як постійний коефіцієнт;

$P_y = C_{P_y} s^{x_p} t^{y_p} HB^n$ - нормальна складова сили різання в умовах рівноваги системи (без вібрування);

C_{P_y} - коефіцієнт, який залежить від оброблюваності матеріалу та геометр різця;

s – подача, мм/об;

t – глибина різання, мм;

x_p, y_p – показники степені.

Отже, особливістю токарної та шліфувальної обробки нежорстких РО ГТК є те, що технологічні операції супроводжується наявністю вимушених коливань, які генеруються підсистемою пристрій-деталь, і які неможливо повністю усунути. Сам процес балансування підсистем пристрій-деталь здійснюється зазвичай на верстаті після закріплення деталей і включення обертів шпинделя шляхом встановлення відповідних вантажів-противаг у заданому місці їх кріплення до корпусу пристрою. Дисбаланс контролюється шляхом відчуття вібрацій верстату руками токаря чи шліфувальника з доведенням їх до мінімуму. Крім того, ця методика є лише наближеною, заснованою на високій кваліфікації та інтуїції робітника, і не може гарантувати повного врівноваження незбалансованих мас.

Недоліком зображеної на рис.1.11 оправи для профілювання РО ГГК є зниження точності та викривлення профілю під час її калібрування. Тому секції рекомендується профілювати в зібраному стані із заданим кроком.

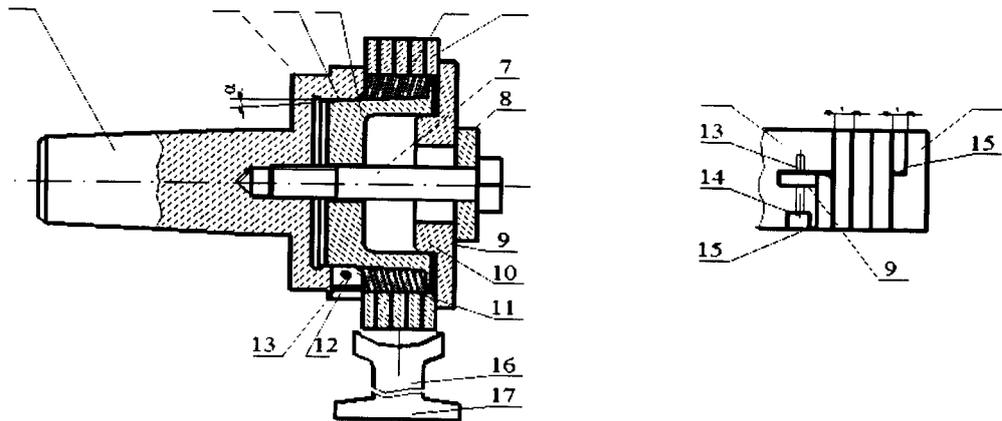


Рисунок 1.11 – Принципова схема оправи для профілювання гвинтових заготовок

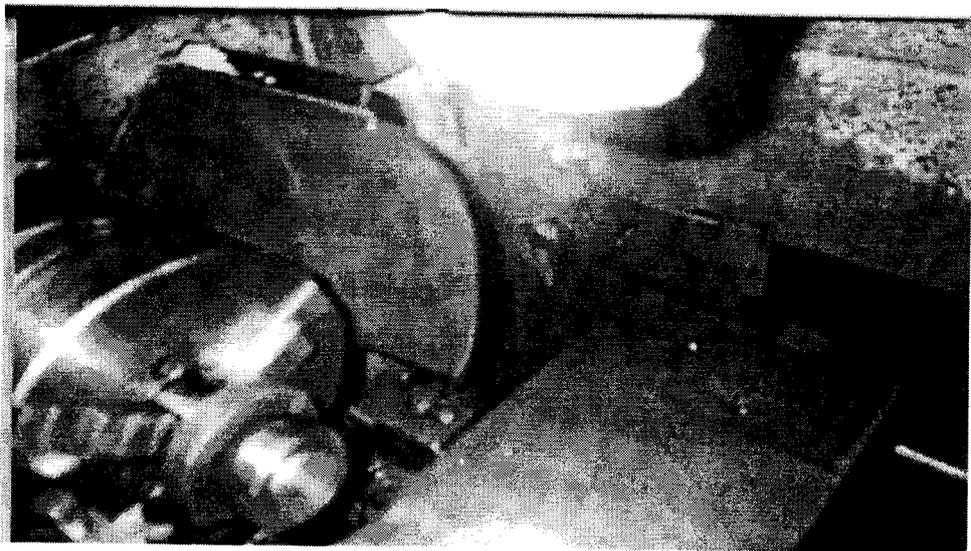


Рисунок 1.12 – Загальний вигляд схеми для профілювання гвинтових заготовок

У зв'язку з цим, процес обробки нежорстких РО ГГК часто відбувається із режимами різання, які далекі від оптимальних і часто обернено пропорційні величині дисбалансу підсистеми пристрій-деталь.

1.5 Аналіз результатів проточування й профілювання нежорстких секцій гнучких гвинтових конвеєрів

З метою підвищення точності нежорстких секційних РО ГГК з використанням конічних або еліптичних гвинтових нежорстких елементів потрібно забезпечити високу точність виготовлення витків спіралі.

Відхилення від неточностей виготовлення витків секцій РО ГГК можуть бути зумовлені рядом чинників, зокрема, неоднорідністю матеріалу вихідної стрічки, з якої намотана спіраль, нерівномірністю шорсткості країв стрічки, коливаннями сил притискування стрічки під час навивання тощо.

Для виявлення закономірності появи таких похибок можна застосувати метод математичної статистики [29], на основі якого виявлено, що 99,7% усіх деталей, що оброблюються, знаходяться в інтервалі абсциси $x = \pm 3\sigma$, де σ – середньоквадратичне відхилення сумарних похибок. Це свідчить про те, що відхилення фактичних розмірів майже всіх виготовлених деталей від середнього розміру знаходиться в межах $+3\sigma$ до -3σ , тобто, абсолютне значення відхилень становить 6σ . Встановлення та підсумок похибок за параметрами відхилення форми є складним процесом. Щоб визначити сумарну дисперсію, складові, які на порядок менші за найбільшу дисперсію, ігноруються. Тобто якщо $\sigma_1 \geq 3\sigma_2$, то приймається $\sigma = \sigma_1$. Нехтування меншим σ_1 призведе до відносної похибки у визначенні σ до 5,5%, що цілком прийнятно для ймовірнісних розрахунків. Тоді, якщо розглянути лише одне відхилення, яке переважає, зокрема, відхилення, пов'язане з похибкою попереднього переходу обробки, тобто процесу навивання витка РО ГГК, можна використати коефіцієнт уточнення. У такому випадку справджується співвідношення:

$$C = k_{ум} C_1 \quad (1.5)$$

де- C і C_1 - відповідно середні значення сумарного й початкового відхилення;
 $k_{ум}$ - коефіцієнт уточнення.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

Коефіцієнт уточнення (1.5) використовується для визначення трьох способів підвищення точності виготовлення нежорстких СГГК:

- зниження коефіцієнта уточнення $k_{ут}$, тобто вибір оптимального режиму обробки;
- підвищення точності обробки на попередньому переході, тобто застосування високоточного обладнання;
- використання систем зі зворотним зв'язком, тобто компенсація підсилень формоутворюючих елементів обладнання за рахунок силових та кінематичних впливів.

Розглянемо перший спосіб підвищення точності секційних ГГК. Відомі методи виготовлення секційних РО ГГК [20, 31] дозволяють отримати діаметральні розміри, що відповідають допускам за 8-12 квалітетами точності та кроку з граничною похибкою ± 1 мм. Для підвищення точності за кроком проводиться калібрування витків за допомогою роликів калібрів. За діаметром, точність можна підвищити шляхом проточування країв витків. Вибір оптимальних методів, режимів виготовлення нежорстких РО ГГК і максимальних режимів їх обробки може стати першим кроком до підвищення їх точності.

Як відомо [28], значення швидкості різання при проточуванні циліндричних РО ГГК знаходиться в межах 250-400 м/хв, а при зниженні швидкості даний процес порушується і зовнішня гвинтова поверхня деформується.

Дослідження обточування конусних гвинтових поверхонь показали, що допустимі швидкості різання знаходяться в діапазоні 250-400 м/хв. Проточування секційних РО ГГК можна виконати за допомогою верстатів з ЧПК з регульованою швидкістю різання під час робочого ходу, або за допомогою копіїв чи широких призматичних різців.

За експериментальними даними на ЕОМ отримано апроксимаційні залежності для визначення режиму різання в процесі проточування зовнішнього діаметра секцій РО ГГК [32].

Глибина різання t визначається відповідно до вимог точності розмірів та шорсткості обробленої поверхні. При виготовленні РО ГГК за 8-12 квалітетами

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			33

точності з шорсткістю поверхонь $R_z = 10-20$ мкм глибина різання становить $t = 0,4-1,5$ мм. Залежно від товщини краю витка максимальна глибина різання становить $t=2$ мм.

Подачу S розраховують за формулою [28] в залежності від параметрів шорсткості R_a і товщини краю витка h :

$$S = 0,018 R_a^{1,5} r_p^{0,5} V^{0,28} h^{0,5} 90 + \gamma^{-0,2} \quad (1.6)$$

де r_p - радіус біля вершини різця;

V - швидкість різання;

γ - передній кут різання.

Швидкість різання V визначається за формулою [28]:

$$V = \frac{280}{T^{0,2} S^{0,2} t^{0,15}} K_s K_\phi K_M, \quad (1.7)$$

де T - стійкість різця;

K_s - коефіцієнт, що враховує товщину крайки витка СГГК;

K_ϕ - коефіцієнт, що враховує форму різця, $K_\phi = 1$ для $r=2$ мм;

K_M - коефіцієнт, що враховує матеріал НГД, $K_M = 350/\sigma_B$;

σ_B - допустиме напруження.

Значення сили різання визначається за формулою [27]:

$$P_z = 3500 \cdot V^{-0,18} S^{0,95} 0,2h \cdot K_{напр} \cdot K_{сп}, \quad (1.8)$$

де $K_{напр}$ - коефіцієнт, що залежить від напрямку гвинтової лінії витка НГД;

$K_{напр} = 1,1$ - для проточування у напрямку гвинтової лінії;

$K_{напр} = 0,9$ - проти напрямку гвинтової лінії;

$K_{сп}$ - коефіцієнт, що враховує спрацювання різця, $K_{сп} = 0,8-1$.

Для підвищення точності еліптичних гвинтових поверхонь використовують проточування, розточування або шліфування [27, 28].

У зв'язку з цим необхідно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати існуючі технологічні процеси виготовлення секцій ГГК та запропонувати прогресивні технологічні процеси їх виробництва;
- розробити динамічну модель процесу проточування внутрішнього діаметра секцій ГГК шляхом дослідження технічних параметрів;
- розробити математичну модель процесу формування секцій ГГК із профілюванням зовнішньої крайки та на її базі спроектувати прогресивні технологічні процеси їх виробництва;
- розробити технологію виготовлення гвинтових гайок;
- спроектувати та виготовити функціонально придатні зразки технічного обладнання, різального та вимірювального інструменту;
- експериментально дослідити вплив конструктивних параметрів і процесів формування та проточування секцій ГГК на показники якості виготовлення гвинтових деталей машин з навивних заготовок;
- розробити методику проектування основних параметрів технологічного процесу виготовлення гвинтових деталей з секцій ГГК.

1.6 Висновки та задачі дослідження

1. На підставі аналізу літературних джерел щодо конструкції та технології зробки секційних робочих органів гвинтових конвеєрів, встановлено, що вони потребують конструктивного та технологічного вдосконалення в процесі їх випрацювання на технологічність за допомогою технічних і механіко-математичних методів моделювання з виведенням аналітичних залежностей для визначення конструктивних і технічних параметрів.

2. У ході теоретичних і експериментальних досліджень встановити значення деформацій і зусиль, що виникають в кожній виділеній частині ланки секцій РО ГГК в процесі проточування і профілювання, визначити значення загального крутного моменту, що впливає на секції, враховуючи кількість стержнів і їх параметрів. Встановити, як зміни підйому середньої лінії витка шнека впливають

на значення напружень у ньому, а також, як кількість і параметри стяжних болтів впливають на загальну жорсткість секцій РО ГГК.

3. Вивести систему рівнянь для розрахунку жорсткості секцій РО ГГК у процесі проточування та профілювання, величини прогину стержнів секції під дією сил різання та кута нахилу поперечного перерізу стержнів у точці прикладання навантаження.

4. На основі теорії розмірних ланцюгів визначити параметри проміжних і кінцевої ланок розмірного ланцюга за допомогою рівнянь номінальних розмірів і виконати розмірний аналіз секцій робочих органів ГГК. Значення допусків є вирішальними для забезпечення необхідної точності секцій і розробки технічного обладнання для їх виготовлення. Проведення розмірного аналізу кульового шарнірного з'єднання секцій РО ГГК та надання рекомендацій щодо кінцевих операцій механічного оброблення. На основі визначення розмірного ланцюга скласти рівняння для номінальних розмірів із застосуванням двох взаємно перпендикулярних фіксуючих елементів і розрахувати параметри проміжних і кінцевої ланок, значення їх допусків. В залежності від даних параметрів надати рекомендації щодо фінішних операцій механічної обробки для виготовлення з'єднувальних елементів секцій гнучкого конвеєра.

5. На основі аналізу технологічних процесів виготовлення РО ГГК і приладів для вимірювання конструктивних параметрів виявлено, що даним питанням на практиці та в літературних джерелах приділено мало уваги. Оскільки ГГК досить поширені серед машин і механізмів різного службового призначення, зокрема, засобів механізації в машинобудуванні та металообробці, харчовій та переробній промисловостях, сільському господарстві, вугільній промисловості тощо, тому проблеми виготовлення РО ГГК є актуальними і потребують вирішення.

6. Загальна характеристика наукової проблематики свідчить про те, що багато проблем технологічного забезпечення секцій ГГК потребують подальшої розробки та дослідження. Це стосується теоретичного обґрунтування конструктивних та технічних параметрів виготовлення секцій ГГК, їх складання,

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ

Лист

36

розробка динамічної моделі технологічного процесу обточування секцій шнеків та здійснення комплексу експериментальних досліджень.

7. Об'єктами дослідження є питання інтенсивного характеру, що мають принципове значення з точки зору концепції створення високопродуктивного технічного обладнання, що ґрунтується на основі підвищення продуктивності праці при складанні та обробці нежорстких секцій. Крім того, потрібно розробити комплекс інструментів для вимірювання конструктивних параметрів шнекових елементів і програму на ЧПК для обробки секцій гвинтового конвеєра з необхідним профілем.

8. Встановити якісні та кількісні взаємозв'язки між параметрами точності та технологічними чинниками механічної обробки, виконати розмірний аналіз досконалої конструкції секцій ГТК з розрахунком розмірів проміжних і шнекової ланок та їх допусків. В результаті відпрацювання на технологічність конструкції секцій ГТК та профілювання за радіусом, їх робочі ресурси зростають в 4-5 разів, а надійність і довговічність гвинтового рукава підвищується на 65-70%.

ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ

Лист

37

№ докум.

Підп.

Дата

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

2.1 Технологічні основи проточування й профілювання секцій гнучких гвинтових конвеєрів

Запропоновано конструкцію секційного гвинтового конвеєра для перевезення сипких та в'язких матеріалів по криволінійних трасах, робочий ескіз секції якого представлено на рис. 2.1.

Оскільки кожна секція ГГК відноситься до нежорстких деталей, то з точки зору відпрацювання їх на технологічність необхідно провести розрахунок на міцність, жорсткість, надійність і довговічність як при обробці по зовнішньому діаметру на відповідних верстатах, так і в процесі переміщення різних матеріалів.

При проектуванні такого РО дуже важливим є вибір оптимальних параметрів секцій гнучкого гвинтового конвеєра з урахуванням зусиль і деформацій останніх під дією крутного моменту, як у процесі точіння, так і під час експлуатації.

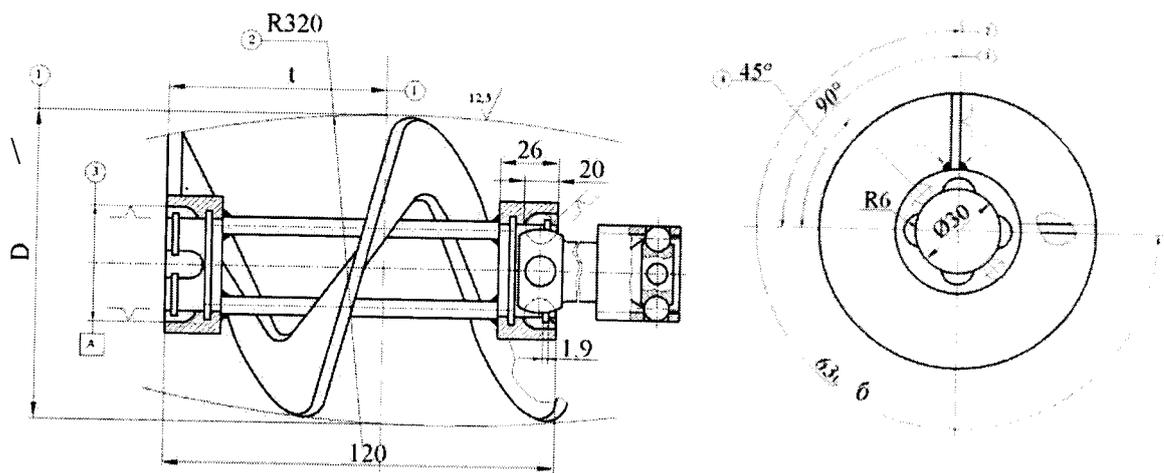


Рисунок 2.1 – Секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра

				ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ	Лім.	Лист	Листів
Сб.	Санніков	<i>ES</i>	25.12			38	
Зр. о.	Шаповал	<i>Шаповал</i>	25.12				
Зр. ук.	Шаповал	<i>Шаповал</i>	25.12				
Зр. тр.	Васильев	<i>Васильев</i>	28.12				
Зр. е.	Орисенко	<i>Орисенко</i>	28.12				
					Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.		

Розглянемо процес деформації однієї ланки шнекового конвеєра під час точіння та профілювання. Дана секція (рис. 2.1) складається з двох ступиць 1, з'єднаних виком гвинтової шнекової поверхні 2 і підсилених кількома стержнями 3 для забезпечення жорсткості і міцності ланки. У зв'язку з лінійністю малих деформацій ланки її можна умовно вважати розділеною на дві частини: ланку, що має лише наявний виток шнека 2, і ланку, у якій до ступиць кріпляться лише стержні 3. Вважаючи, що кути повороту крайніх перерізів у обох випадках однакові, визначимо деформації та зусилля, що виникають у кожній виділеній частині ланки при точінні. Малі деформації витка шнека можна розглядати в рамках теорії гнучких стержнів [38].

При цьому кутова деформація (поворот) протилежних перерізів розраховується за формулою:

$$\Delta\psi = \Delta\Omega_1 \sin \alpha + \frac{\Delta\Omega_3}{2 \cos \alpha}, \quad (2.1)$$

α - кут піднімання гвинтової лінії;

$\Delta\Omega_1$ - зміна кручення гвинтової поверхні шнека;

$\Delta\Omega_3$ - зміна кривини гвинтової поверхні шнека.

Дані параметри можливо розрахувати за залежностями:

$$\Delta\Omega_1 = \frac{M_1 l_c}{GJ_p}; \quad \Delta\Omega_3 = \frac{M_3 l_c}{EJ_x}; \quad l_c = \frac{l}{\sin \alpha}, \quad (2.2)$$

де E, G - пружні сталі матеріалу шнекової стрічки або смуги;

J_p, J_x - відповідно осьовий та полярний моменти інерції перерізів шнекового полотна;

l_c - довжина середньої лінії витка шнека на довжині ланки;

M_1, M_3 - відповідно згинний момент гвинтової поверхні шнека і момент кривини гвинтової поверхні шнека.

Силкові величини у попередніх залежностях визначаються системою рівнянь:

$$\begin{aligned} M_1 &= PR_0 \cos \alpha + T \sin \alpha; \\ M_3 &= T \cos \alpha - PR_0 \sin \alpha, \end{aligned} \quad (2.3)$$

На рис. 2.2, 2.3 представлено залежність зусиль та відповідних напружень від довжини ланки в процесі точіння секції РО ГГК.

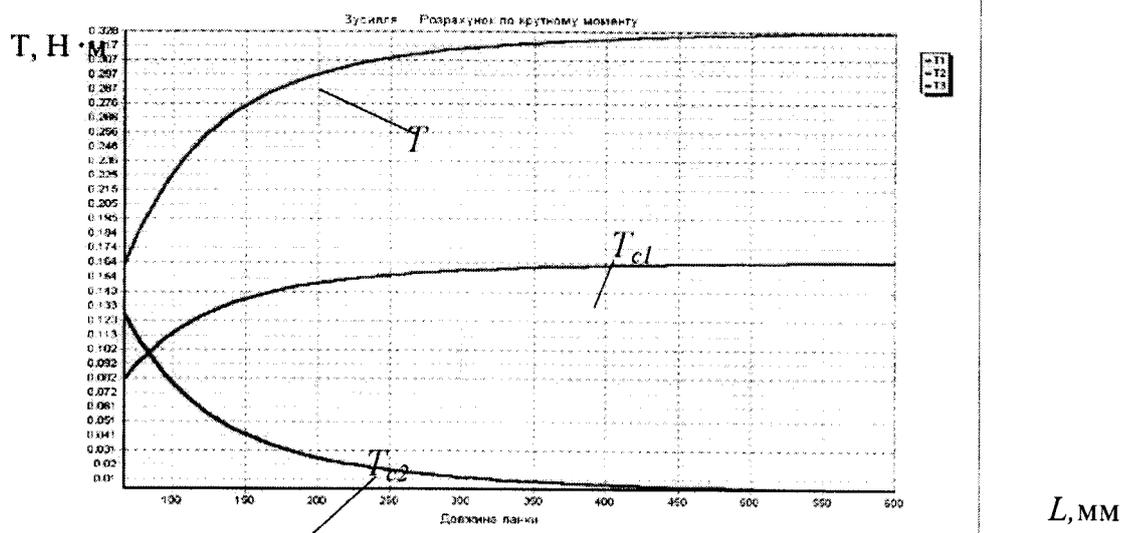


Рисунок 2.2 – Залежність складових крутного моменту від довжини ланки

Як видно з графіків, напруження згину прутка значно спадають із збільшенням його довжини, відповідно зростають зусилля у стрічці шнека та від кручення стержня.

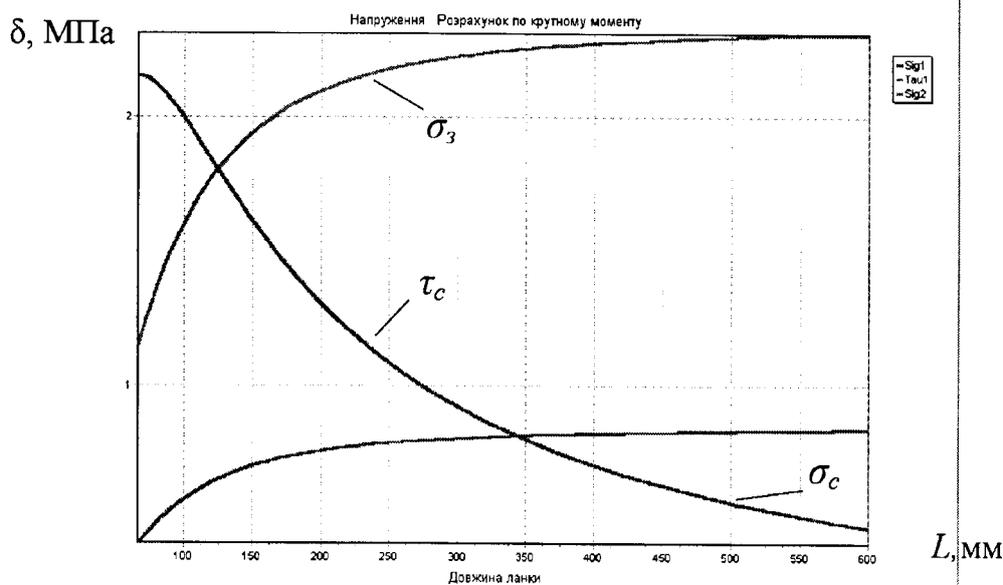


Рисунок 2.3 – Залежність напруження у ланці від її довжини

На рис. 2.4. наведено відповідні характеристики секції РО ГГК залежно від діаметра стержня з фіксованим перерізом смуги шнека під час точіння.

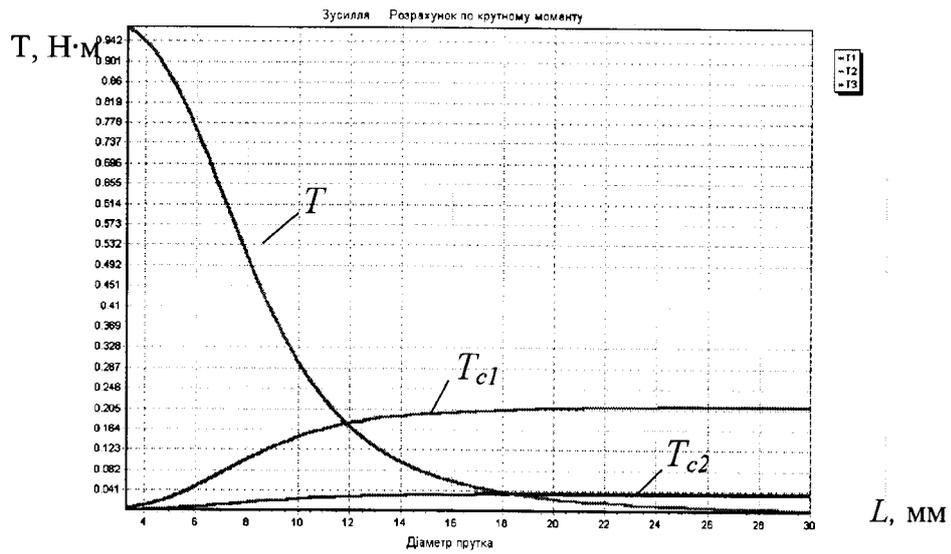


Рисунок 2.4 – Залежність складових крутного моменту від діаметра стержня

З графіків видно, що при малому діаметрі стержня все навантаження припадає на стрічку шнека.

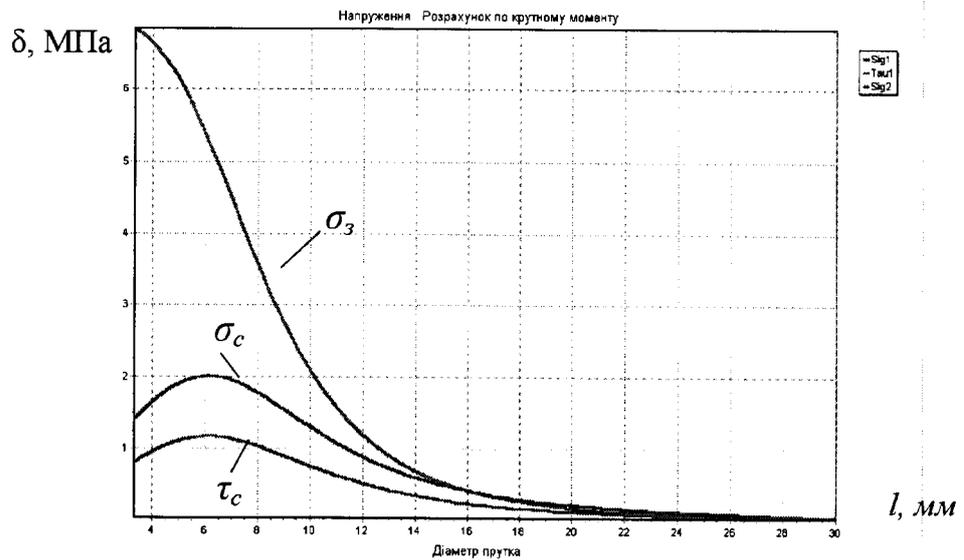


Рисунок 2.5 – Залежність напруження у ланці від діаметра стержня

Збільшення діаметра стержня значно знижує напруження в усіх елементах ланки та секції РО ГГК під час точіння.

На рис. 2.6, 2.7 зображено залежності складових крутного моменту та напружень в смузі шнека секції РО ГГК під час точіння залежно від його товщини.

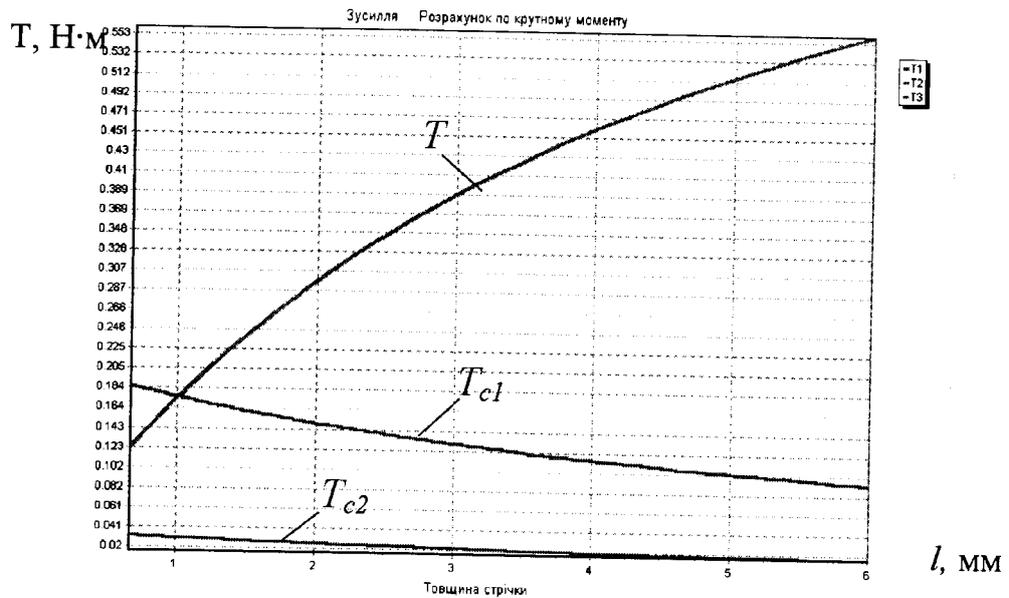


Рисунок 2.6 – Залежність складових крутного моменту від товщини смуги шнека

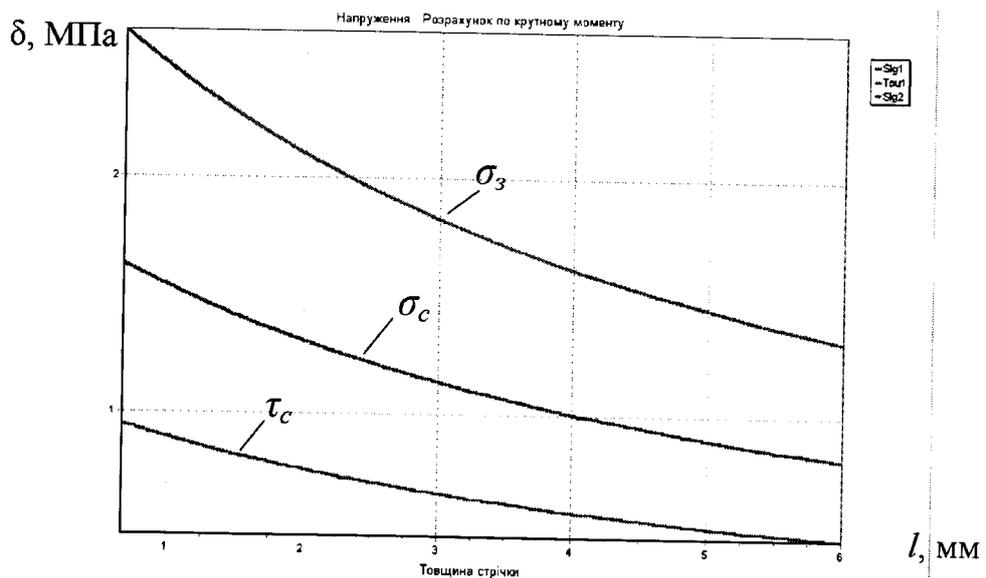


Рисунок 2.7 – Залежність напруження у ланці від товщини смуги шнека

Аналіз графіків 2.6, 2.7 показав, що зі збільшенням товщини смуги шнека більша частка крутного моменту припадає за рахунок зростання її жорсткості, однак, напруження в усіх елементах ланки спадають.

На рис. 2.8, 2.9 наведено залежності складових крутного моменту та напружень під час точіння секцій РО ГГК залежно від ширини смуги шнека.

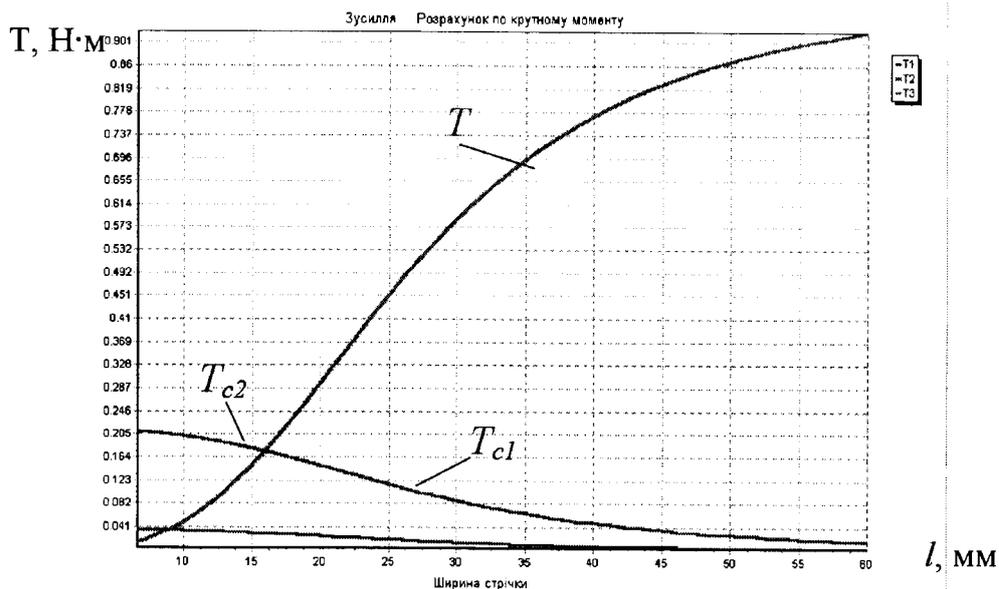


Рисунок 2.8 – Залежність складових крутного моменту від ширини смуги шнека

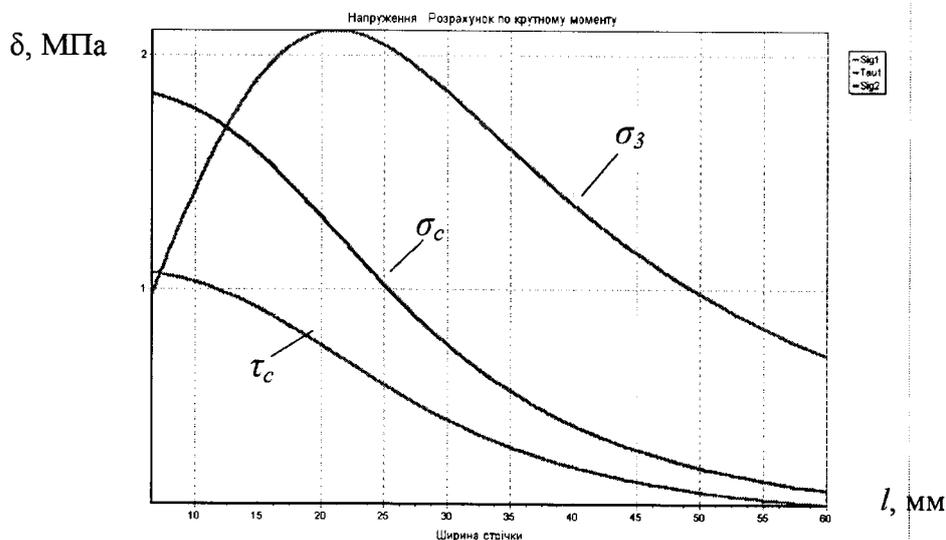


Рисунок 2.9 – Залежність напруження у ланці від ширини смуги шнека

Подібний розподіл зусиль відбувається зі збільшенням ширини смуги шнека за рахунок стрімкого росту її жорсткості (рис. 2.8, 2.9). Пік напружень, які виникають у смугі в процесі точіння, пояснюється швидкою передачею навантаження із стержнів на смугу, а у подальшому напруження спадають до суттєво менших значень.

На рис. 2.10, 2.11 представлено залежності складових крутного моменту та напружень в ланці секції РО ГГК для точіння від радіуса установки стяжних стержнів.

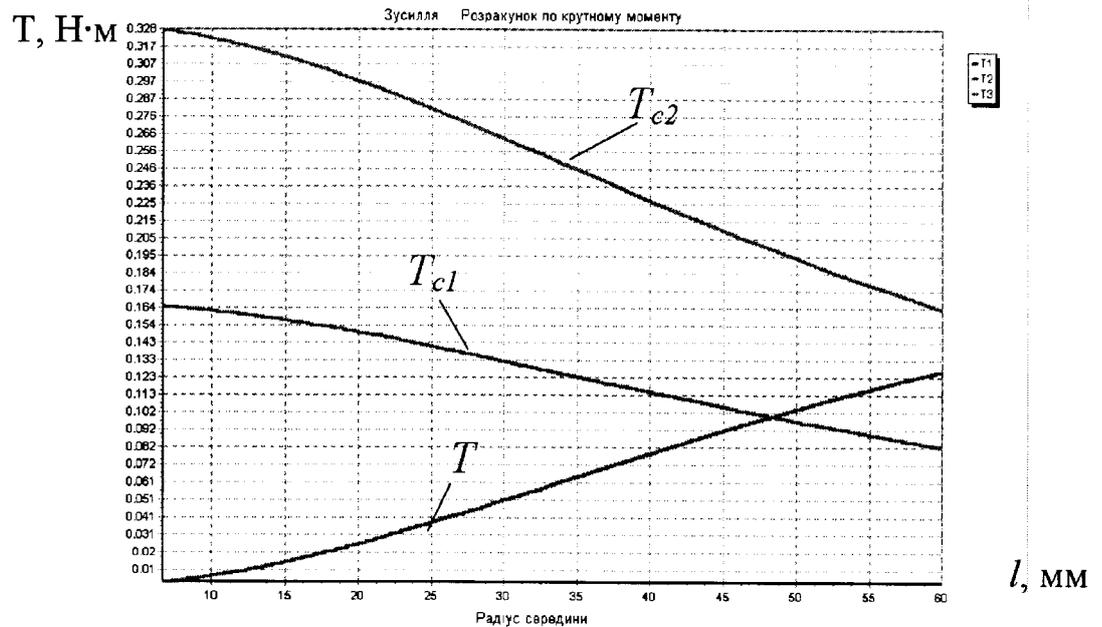


Рисунок 2.10 – Залежність складових крутного моменту від радіуса установки стяжних стержнів

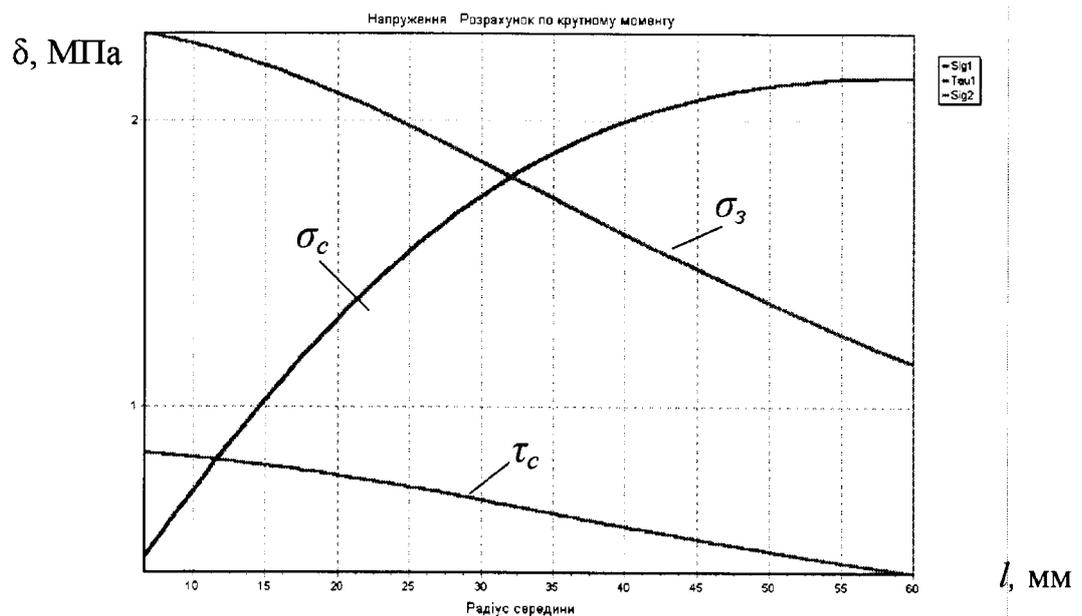


Рисунок 2.11 – Залежність напруження у ланці від радіуса установки стяжних стержнів

Збільшення радіуса установки стяжних стержнів (рис. 2.10, 2.11) під час точіння спричиняє збільшення напружень у них внаслідок зменшення частини крутного моменту, який сприймається смугою шнека із незмінною його геометрією.

На рис. 2.12, 2.13 зображено залежності складових крутного моменту і напружень в ланці секції РО ГГК від кута піднімання витка шнека.

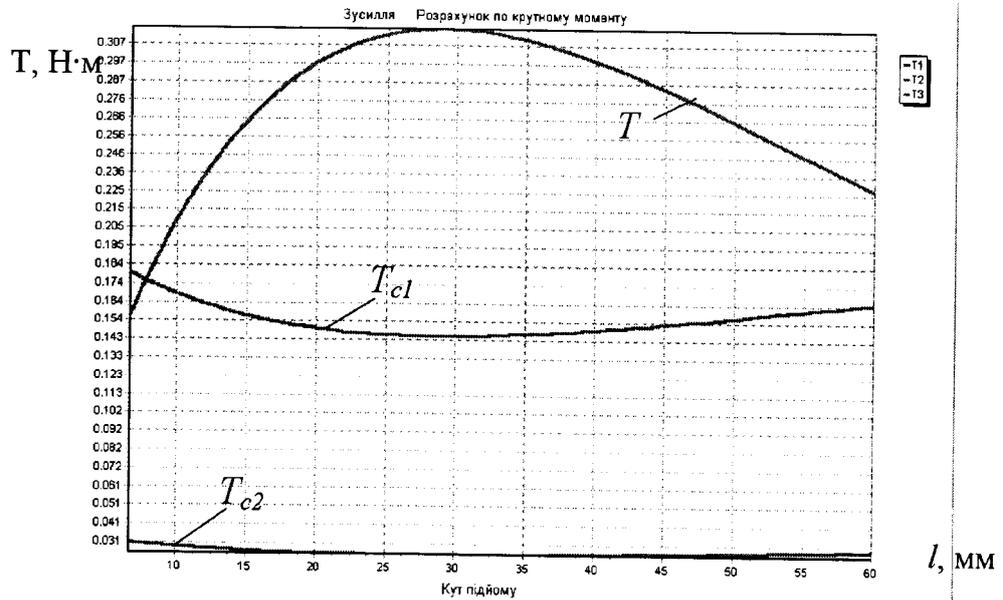


Рисунок 2.12 – Залежність складових крутного моменту від кута піднімання витка шнека

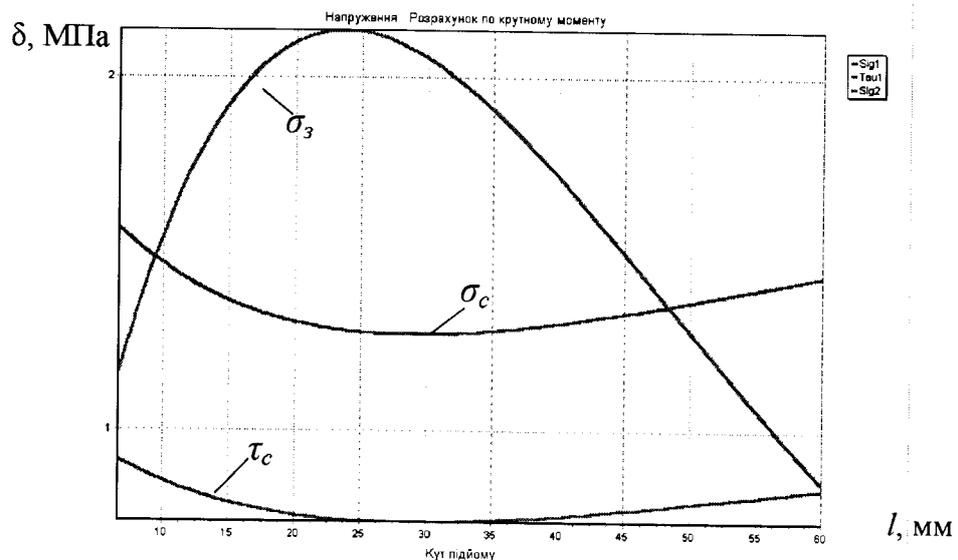


Рисунок 2.13 – Залежність напруження у ланці від кута піднімання витка шнека

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГММ 602-мММ 016-00.00.000 ПЗ

Лист

48

Зміна кута піднімання середньої лінії витка шнека (рис. 2.12, 2.13) має суттєвий вплив на значення напружень смуги шнека, причому це відбувається максимум при куті 25° . Дане явище можна пояснити тим, що для малих кутів піднімання на довжині ланки розташовується досить велика кількість витків, що спричиняє зменшення жорсткості смуги та відповідне зменшення крутного моменту. При великих кутах піднімання витків жорсткість витка теж значно зменшується за рахунок бокового згину смуги.

На основі аналізу приведених графічних залежностей можна зробити висновок, що конструктивні параметри ланки шнека варто обирати в наступній послідовності:

- задатися кутом піднімання та діаметром шнека;
- з геометричної точки зору обрати ширину смуги шнека, кількість стержнів та радіус їх установки;
- розрахунковим шляхом обрати товщину смуги та діаметр стержнів за умови, що напруження у стержнях та смугі будуть однаковими.

2.2 Розрахунок жорсткості секції гвинтового секційного конвеєра в процесі її проточування

Ступінь жорсткості секції гнучкого секційного конвеєра [9] в процесі проточування характеризується слідуючими параметрами: прогином стержнів секції y від дії сили різання; кутом нахилу поперечного перерізу θ стержнів секції в точці дії навантаження; кутом закручування секції φ . Відповідно умови достатньої жорсткості секції гвинтового секційного конвеєра в процесі проточування можна представити у слідуючому вигляді

$$y \leq \bar{y}; \quad \theta \leq \bar{\theta}; \quad \varphi \leq \bar{\varphi} \quad (2.20)$$

Від конкретних вимог до точності спіралі після проточування залежать допустимі пружні переміщення елементів секції. За даних умов можна допустити, що ці переміщення будуть незначними, однак, вони можуть позначатися на

загальній точності гвинтової спіралі секції та викликати резонансні вібрації. Тобто, малі величини допустимих пружних переміщень перерізів секції гвинтового секційного конвеєра вимагають визначення лінійних та діаметральних розмірів з'єднувальних стержнів не за критерієм міцності, а за критерієм жорсткості. Відповідно їх виготовлення з дорогих високоміцних сталей є нерациональним, а збільшення діаметра - нетехнологічним з точки зору матеріаломісткості всього конвеєра.

За результатами аналізу конструкції секції можна стверджувати, що в процесі проточування спіралі пружних деформацій зазнають з'єднувальні стержні саме в точках контакту зі спіраллю, а не безпосередньо спіраль. Тобто, для стержнів необхідно підібрати оптимальні лінійні та діаметральні розміри, для забезпечення умови жорсткості всієї секції конвеєра. Схема проточування ідентична її розрахунковій схемі, які зображено на рис. 2.14.

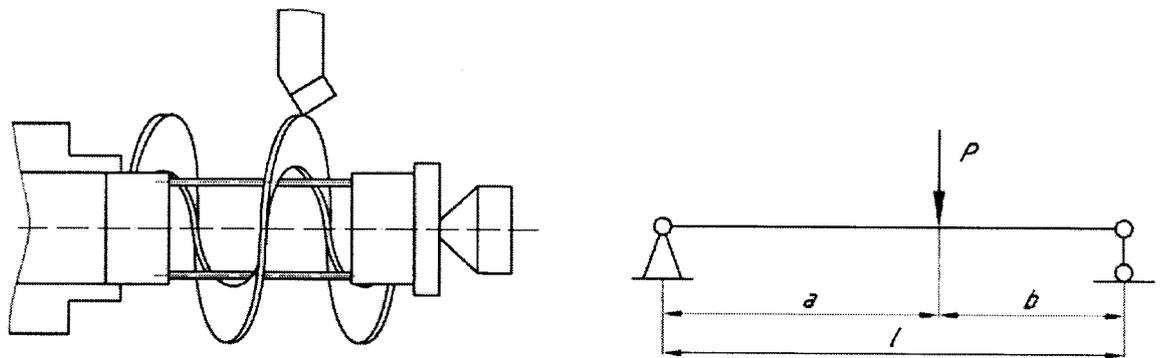


Рисунок 2.14 – Розрахункова схема проточування спіралі секції РО гвинтового секційного конвеєра по зовнішньому діаметру (а) і розрахункова схема для визначення пружних деформацій (б)

Відповідно до представленої розрахункової схеми виведено залежність для визначення кута нахилу поперечного перерізу стержня:

$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b (b - a)}{3n \cdot l \cdot E \cdot I} \quad (2.21)$$

де n – кількість з'єднувальних стержнів у секції;

E – модуль пружності матеріалу стержня, МПа;

I – осьовий момент інерції з'єднувального стержня, мм⁴.

Сила, яка викликає пружні деформації в секції, виникає за рахунок складової сили різання в процесі проточування. Числову величину даної сили визначено за відомою залежністю [38]:

$$P = C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot K_z, \quad (2.22)$$

де C_{pz} – коефіцієнт, що враховує ширину витка спіралі;

v – швидкість різання, м/с;

s – значення подачі на оберт, мм/об;

t – глибина різання, мм;

K_z – коефіцієнт, що залежить від товщини спіралі по зовнішній крайці.

Значення K_z можна розрахувати за формулою:

$$K_z = \left(\frac{h}{2,5} \right) \cdot K_H \cdot K_3, \quad (2.23)$$

де h – висота спіралі секції, мм;

K_H – коефіцієнт, що враховує напрямок подачі різця;

K_3 – коефіцієнт, що враховує зношування різця.

Якщо виразити осьовий момент інерції з'єднувального стержня через його діаметр, і врахувати рівності (2.22), (2.23), то залежність (2.21) матиме вигляд:

$$\theta = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5} \right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a \cdot b(b-a)}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)} \quad (2.24)$$

Відповідно до розрахункової схеми в точці прикладення зусилля величина прогину вала секції дорівнює:

$$y = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{3n \cdot l \cdot E \cdot I}. \quad (2.25)$$

Із урахуванням попередньо приведених залежностей для розрахунку зусилля, що викликає прогин, формула матиме вигляд:

$$y = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a^2 \cdot b^2}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \quad (2.26)$$

Крутильна жорсткість секції гвинтового секційного конвеєра визначається кутом закручування. Дана величина розраховується за відомою залежністю [40]:

$$\varphi = T/C, \quad (2.27)$$

У разі, коли гвинтова спіраль, що здійснює переміщення, була неперервною по всій довжині конвеєра, кут закручування секції можна було б визначити за формулою:

$$\varphi = \frac{T \pi D_c i}{EI}, \quad (2.28)$$

де D_c – середній діаметр спіралі, мм;

i – кількість витків спіралі.

Однак, у запропонованій конструкції, спіраль є перервною і основне крутильне навантаження, як в ході роботи конвеєра, так і в процесі проточування спіралі секції, передається на з'єднувальні стержні. Відповідно кут закручування визначається за слідуючою формулою:

$$\varphi = \frac{Tl}{nGI_p} \quad (2.29)$$

де G – модуль пружності при зсуві, МПа;

I_p – полярний момент інерції перерізу стержня, мм⁴.

З урахування діаметральних розмірів з'єднувальних стержнів кут закручування секції під час точіння дорівнює:

$$\varphi = \frac{Tl}{nG \left(\frac{\pi d^4}{32}\right)} \quad (2.30)$$

Оскільки з'єднання спіралі із стержнями відбувається шляхом зварювання, то при недостатній жорсткості конструкції ймовірне руйнування зварних швів,

що може спровокувати вихід з ладу всього конвеєра [19]. Відповідно для визначення жорсткості секції потрібно здійснити перевірку на міцність зварного з'єднання. Скупчення напружень, які виникають в процесі зварювання, у разі якісно виконаних швів, є незначними. Таким чином, перевірку на міцність достатньо проводити за навантаженням, що підтримує зварне з'єднання. Для конструкції, що розглядається, напруження зрізу у зварному шві варто розраховувати окремо для сили, що зумовлює прогин і крутний момент. Для стандартного шва площа зрізу дорівнює [50]:

$$S = 0,7k\pi d, \quad (2.31)$$

де k – катет кутового шва, мм.

Відповідно напруження зрізу від деформуючої сили дорівнюють:

$$\tau_P = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3}{0,7k\pi d} \quad (2.32)$$

Напруження зрізу від крутного моменту для точіння визначаються за формулою:

$$\tau_T = \frac{2\varphi n G \left(\frac{\pi d^4}{32}\right)}{0,7k\pi d^2 l} \quad (2.33)$$

Умова міцності має вигляд:

$$\tau = \sqrt{\tau_P^2 + \tau_T^2} \leq \tau' \quad (2.34)$$

де τ' – допустиме напруження зрізу, Н/мм².

Загальна жорсткість секції гвинтового секційного конвеєра в процесі зточування розраховується за допомогою системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} \theta &= \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a \cdot b(b-a)}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \leq \bar{\theta} \\ y &= \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a^2 \cdot b^2}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \leq \bar{y} \\ \varphi &= \frac{Tl}{nG \left(\frac{\pi d^4}{32}\right)} \leq \bar{\varphi} \end{aligned} \right. \quad (2.35)$$

Графічні залежності зміни параметрів жорсткості секції гвинтового секційного конвеєра в процесі точіння залежно від конструктивно-силових особливостей представлено на рис. 2.15, 2.16.

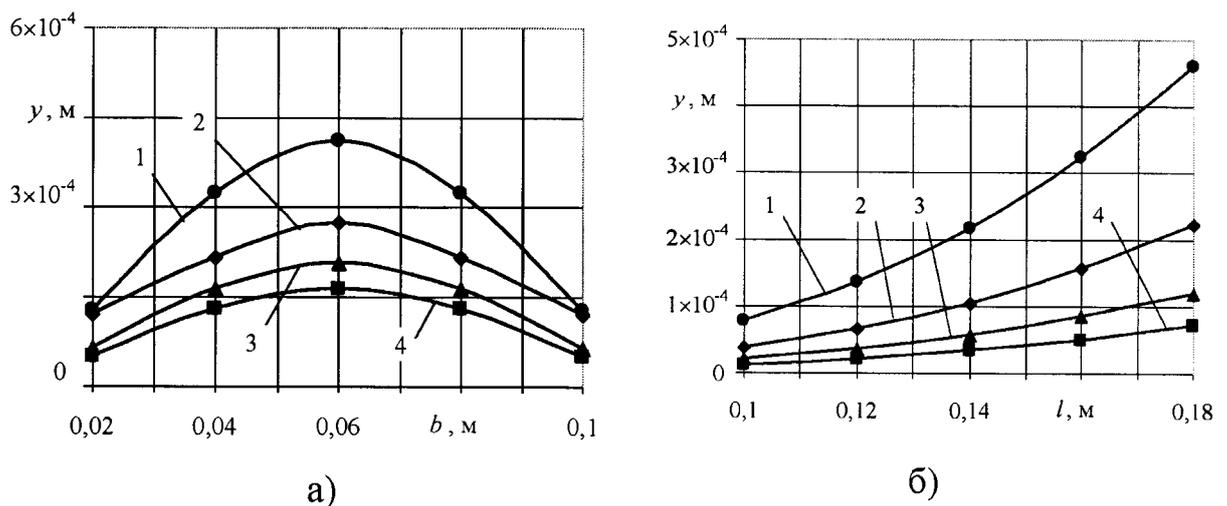
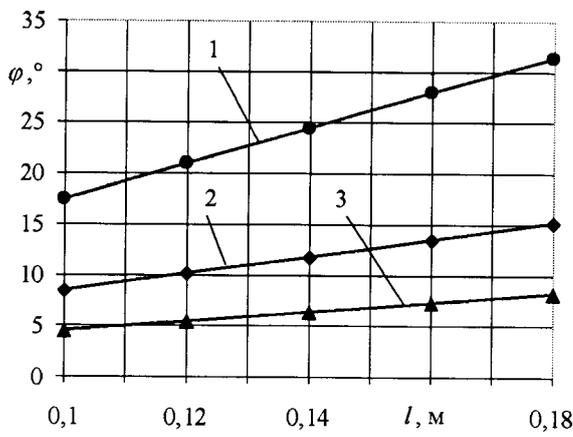
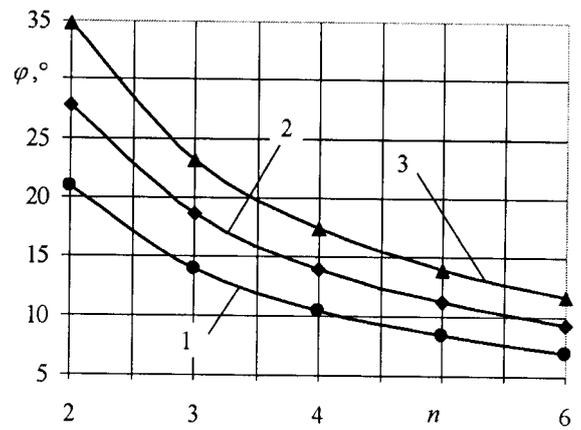


Рисунок 2.15 – Залежність зміни величини прогину секції: а) від плеча прикладання сили для кількості стержнів: : 1 – n = 2; 2 – n = 3; 3 – n = 4; 4 – n = 5; б) від довжини для діаметрів стержнів: 1 – d = 0,005 м; 2 – d = 0,006 м; 3 – d = 0,007 м; 4 – d = 0,008 м



а)



б)

Рисунок 2.16 – Залежність зміни кута закручування секції під час точіння:
 а) від довжини для діаметрів стержнів: 1 – $d=0,005$ м; 2 – $d=0,006$ м; 3 – $d=0,007$ м; б) від кількості стержнів довжиною: 1 – $l=0,12$ м; 2 – $l=0,16$ м; 3 – $l=0,2$ м

За результатами аналізу отриманих графічних залежностей можна зробити висновок, що на жорсткість секції гвинтового секційного конвеєра під час проточування й профілювання спіралі суттєво впливають кількість з'єднувальних стержнів, їх лінійні та діаметральні розміри. В процесі проточування прогин є максимальним в середині секції, а згинальна жорсткість легко підвищується шляхом збільшення кількості з'єднувальних стержнів. Доведено, що при збільшенні їх кількості до 5, замість початкової – 2, значення прогину зменшилось майже у 2,5 рази і становило $0,545 \times 10^{-4}$ м для базової довжини секції $l = 0,12$ м. Аналогічну здатність мають і діаметральні розміри стержнів. При їх кількості $n = 2$ для лінійної довжини секції $l = 0,1 - 0,18$ м та діаметру стержнів $d = 0,005$ м, прогин становив $y = 0,078 - 0,461 \times 10^{-4}$ м.

Кут закручування секції прямолінійно залежить від її довжини, а саме, зі збільшенням довжини кут закручування стає більшим і, відповідно, нижчою жорсткість секції. Ситуацію можливо виправити шляхом підбору діаметральних розмірів з'єднувальних стержнів. Встановлено, що збільшення діаметру на крок в \dots мм для однакової довжини секції $l = 0,12$ м підвищує крутильну жорсткість

секції в 2,1 рази. Як і у випадку величини прогину підвищити крутильну жорсткість секції також можливо за рахунок збільшення кількості з'єднувальних стержнів. Наприклад, при початковій кількості стержнів $n = 2$ і постійній довжині секції $l = 0,12$ м та $n = 6$ кут закручування φ зменшився від $20,9$ до $6,9^\circ$. Тобто, за рахунок цього, крутильна жорсткість секції збільшилась у 3 рази.

2.3 Розмірний аналіз технологічного процесу виготовлення секцій гнучкого гіперболічного шнека

На рис. 2.17 представлено операційний ескіз однієї секції гнучкого гіперболічного шнека [3] (до операції зварювання спіралі) та розрахункову схему розмірного ланцюга.

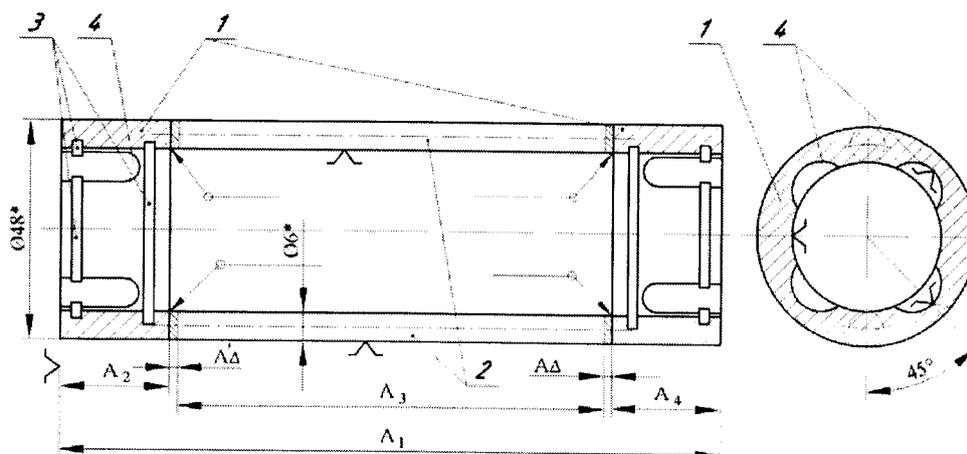


Рисунок 2.17 – Операційний ескіз і розрахункова схема розмірного ланцюга секції гнучкого гіперболічного шнека: 1 – втулки; 2 – розпорні стержні; 3 – канавки під стопорні кільця; 4 – півкруглі шліцеві пази у втулках 1.

Кінцевою ланкою в розмірному ланцюгу, що розглядається, є зазор A_{Δ} , який необхідний для забезпечення ефективного зварюванням під час складання вузла.

Рівняння номінальних розмірів секцій гіперболічного гнучкого гвинтового конвеєра для обчислення максимального та мінімального значення кінцевої ланки A_{Δ} має вигляд:

$$\begin{cases} A_{\Delta \max} = A_{1 \max} - A_{3 \min} - A_{2 \min} - A_{4 \min} \\ A_{\Delta \min} = A_{1 \min} - A_{3 \max} - A_{2 \max} - A_{4 \max} \end{cases} \quad (2.36)$$

З технологічних міркувань та використання уніфікованих розмірів необхідно прийняти значення конструктивних рішень з таким порівнянням:

$$\begin{cases} A_{2 \max} = A_{4 \max} \\ A_{2 \min} = A_{4 \min} \end{cases} \quad (2.37)$$

У такому випадку мінімальна та максимальна величина кінцевої ланки розмірного ланцюга, згідно (2.36) становитиме:

$$\begin{cases} A_{\Delta \max} = A_{1 \max} - A_{3 \min} - 2A_{2,4 \min} \\ A_{\Delta \min} = A_{1 \min} - A_{3 \max} - 2A_{2,4 \max} \end{cases} \quad (2.38)$$

Для розмірних ланцюгів, що розглядаються, номінальними розмірами втулок A_2 , A_4 та розпорних стержнів A_3 є їх максимальні величини із розташуванням поля допуску в мінус, тобто за схемою поля допуску вала $A_2 = A_4 = A_{2,4 \max}$.

Відповідно поле допуску i -го розміру $\delta_{A_i} = A_{i \max} - A_{i \min}$; а допуск кінцевої ланки визначає зазор між втулкою та розпорними стержнями для розмірних ланцюгів. За методом максимуму-мінімуму допуск кінцевої ланки $\delta_{A_{\Delta}}$ розраховується:

$$\delta_{A_{\Delta}} = \delta_{A_1} + \delta_{A_2} + \delta_{A_3} + \delta_{A_4} \quad (2.39)$$

Для визначеного поля допуску розміру A_1 , який взаємопов'язаний із розміром $A_{\Delta \max}$, номінальне значення зазору дорівнює $A_{\Delta} = A_{\Delta \min} = 0$, а за розташуванням поля допуску $\delta_{A_{\Delta}}$ визначається величина зазору та характер поля допуску розміру A_1 , що для нерухомих з'єднань дорівнює:

$$A_{\Delta} = \Delta_0^{+\delta_{\Delta}} \text{ і } A_{1 \text{ ном}} = A_{1 \min} \quad (2.40)$$

Аналіз вищезазначених зазорів, необхідних для забезпечення ефективного функціонування під час складання секцій гнучкого гіперболічного шнека показує, що вирішальним є дотримання відповідної точності виготовлення даних деталей,

оскільки допустиме взаємне розташування втулок та розпорних стержнів, і відповідно допуск на розмір A_1 , значно перевищує допуск інших ланок розмірного ланцюга.

Всі вищезазначені вимоги до розробки конструкції секції шнека впливають на якість виготовлення технічного обладнання, що забезпечить правильне та ефективне формування деталей секцій і є основою технологічного процесу.

2.4 Розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій робочого органу ГГК з рекомендацією кінцевих операцій механічного оброблення

На рис. 2.18 представлена схема вузла кріплення секції гнучкого шнека через півмуфту 1 за допомогою поводка 3 і 4-х кульок 2.

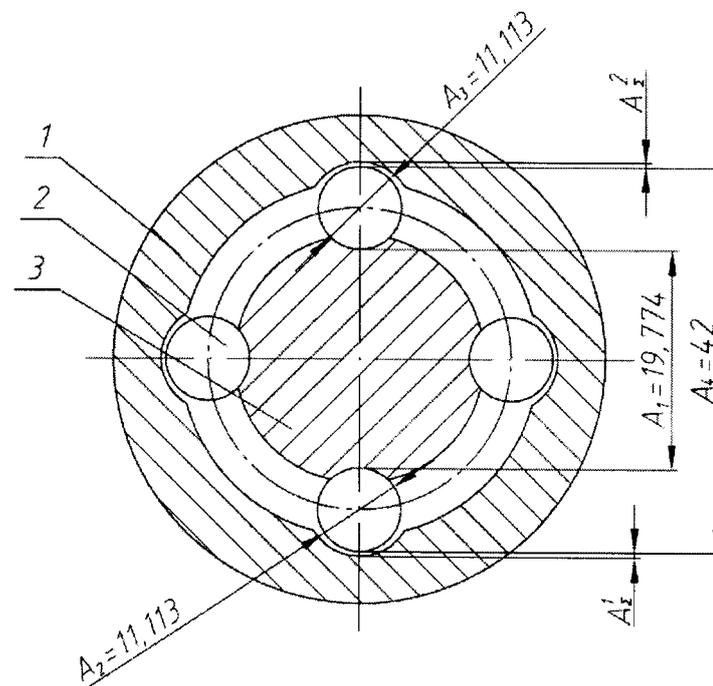


Рисунок 2.18 – Розрахункова схема вузла кріплення секції шнека

Крутний момент секції шнека передається на корпус півмуфти 1 через поводок 3 кульками 2.

Згідно робочого процесу у вузлі необхідно, щоб зазор між кульками 2 і пазами 1 знаходився в діапазоні 0,05-0,15 мм. Це викликано можливістю вільного ковзання кульки у гнучкому шнеку під час його обертання.

Завдання вирішено згідно з рекомендаціями розрахунку лінійних розмірних ланцюгів методом повної взаємозамінності [5].

В конструкції, що розглядається, вихідними є дві ланки A_{Σ}^1 і A_{Σ}^2 . Для складання конструкції з двома взаємоперпендикулярними фіксуючими елементами (2 пари кульок) радіусні пази у півмуфті варто виконати більшими, ніж діаметри кульок (R6). У такому випадку отримано самоустановлюючу конструкцію поводка з кульками, тобто зазор протилежно розташованих кульок можна підсумувати:

$$A_{\Sigma} = A_{\Sigma}^1 + A_{\Sigma}^2 = 0 - 0,3 \text{ мм}, \quad (2.41)$$

де A_{Σ}^1 , A_{Σ}^2 – відповідно зазори між кульками та корпусом півмуфти 1.

1. Приймаємо номінальний розмір цього зазору $A_{\Sigma} = 0$

Тоді згідно завдання

$$A_{\Sigma \max} = 0,3 \text{ мм}; \quad A_{\Sigma \min} = 0 \text{ мм}. \quad (2.42)$$

Верхнє відхилення (ΔS) вихідної ланки складає:

$$\Delta S_{\Sigma} = +0,3 \text{ мм}. \quad (2.43)$$

Нижнє відхилення вихідної ланки складає:

$$\Delta T_{\Sigma} = 0 \text{ мм}. \quad (2.44)$$

Середнє відхилення (Δc) вихідної ланки складає:

$$\Delta c_{\Sigma} = \frac{0,3 + 0,0}{2} = 0,15 \text{ мм}. \quad (2.45)$$

Допуск $T_{\Sigma} = 0,3 \text{ мм}$.

2. Ураховуючи рис. 2.18 встановлюємо ланцюг розмірів, які впливають на зміну кінцевої ланки (у даному випадку зазору A_{Σ}): A_1, A_2, A_3, A^4 .

Даний ланцюг можна розглядати як такий, що складається з мінімального числа ланок (принцип мінімального ланцюга), оскільки їх кількість дорівнює числу деталей, що беруть участь у розмірному ланцюгу.

3. Складаємо розрахункову схему розмірного ланцюга (рис. 2.19).

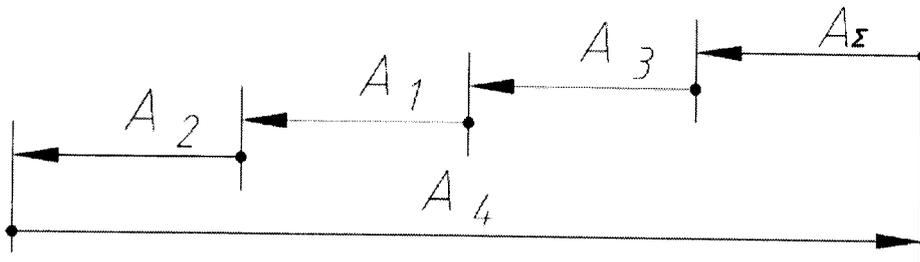


Рисунок 2.19 – Розрахункова схема розмірного ланцюга

У даному випадку ланка A_4 є збільшуючою, а інші ланки ланцюга – зменшуючі.

Припущення: Допусками ланок A_2 і A_3 можна знехтувати, оскільки для підшипників в запропонованій конструкції використовуються кульки і точність їх виготовлення є на порядок вищою від точності всіх інших ланок ланцюга.

4. Рівняння розмірного ланцюга складено за допомогою формули [30]:

$$A_{\Sigma} = \sum^m A_{зб} - \sum^n A_{зм} \quad (2.46)$$

де m, n , – відповідно кількість збільшуючих та зменшуючих ланок;

$A_{зб}, A_{зм}$ – відповідно номінальні значення збільшуючих та зменшуючих ланок.

Звідси:

$$A_{\Sigma} = A_4 - (A_1 + A_2 + A_3) \quad (2.47)$$

Перевірка розмірів за рівнянням:

$$42 - (11,113 + 11,113 + 19,774) = 0 = A_{\Sigma}$$

5. Розраховуємо допуски складових ланок за способом однієї степені технології за допомогою залежності [38]:

$$a_c = \frac{|T_\Sigma|}{\sum_1^{m+n} i} = \frac{|T_\Sigma|}{\sum_1^{m+n} (0,45\sqrt[3]{Du} + 0,01Du)} \quad (2.48)$$

де T_Σ - допуск вихідної ланки;

$Du = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}}$ - середнє геометричне значення інтервалу розмірів, мм;

$D_{u1} = \sqrt{42 \cdot 11,113} \approx 21,6$ мм;

$D_{u2} = \sqrt{19,774 \cdot 11,113} \approx 14,8$ мм;

$$a_c = \frac{300}{(0,45\sqrt[3]{21,6} + 0,01 \cdot 21,6) + (0,45\sqrt[3]{14,8} + 0,01 \cdot 14,8)} = \frac{300}{1,27 + 1,11} = 126_{\text{мм}}$$

Дана кількість одиниць допуску відповідає близько 11 квалітету точності УСДП. З технічної точки зору приймаємо, що середня точність є доцільною.

6. Таким чином, допуски, що впливають з пункту 5, приймаються:

$$T_1 = 0,12 \text{ мм}; T_4 = 0,12 \text{ мм}$$

Перевіряємо правильність призначення допусків складових ланок:

$$T_\Sigma = 0,12 + 0,12 + 0 + 0 = 0,224 \neq |T_\Sigma| = 0,3 \quad (2.49)$$

Звідки виходить, що допуски на розміри A_1 і A_4 можна збільшити.

Таблиця 2.1 – Рекомендовані фінішні технологічні операції для виготовлення з'єднувальних ланок секції гнучкого шнека

Позначення ланок	Доцільні фінішні технологічні операції	Розміри та відхилення	Примітка
A_Σ	складання	$0^{+0,3}$	за умовою задачі
A_1	зенкерування (фрезерування) спец. сферичним інструментом в спец. пристрої і упором інструменту по осі оброблення	$19,774_{-0,18}$	$19,77_{-0,18}$

A_2, A_3	використання кульок підшипника	11,113	за допущенням
A_4	протягування спеціальною протяжкою або фрезерування на верстаті з ЧПК	$42^{+0,12}$	згідно розрахунку

Оскільки виготовлення ланок у поводку технічно складніше, резерв допуску у $0,3-0,26=0,06$ мм переносимо для розміру A_1 , тобто, за умовою уточнення, отримаємо:

$$T_1 = 0,18 \text{ мм}; \quad T_4 = 0,12 \text{ мм}$$

7. Виходячи із економічної точності виготовлення на можливих етапах фінішної обробки, призначаємо допустимі відхилення складових розмірів деталей і заносимо їх у таблицю 2.1.

Якщо залежну ланку обрано із числа збільшуючих ланок ланцюга то, її відхилення розраховується за формулами [38]:

$$\Delta_{cx.зб} = \sum^n \Delta_{cx.зм} - \sum^{m-1} \Delta_{cx.зб} - \Delta_{c\Sigma} \quad (2.50)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta S_{x.зб.} &= \Delta_{cx.зб} + \frac{1}{2} T_x \\ \Delta I_{x.зб.} &= \Delta_{cx.зб} - \frac{1}{2} T_x \end{aligned} \right\} \quad (2.51)$$

Звідси:

$$\Delta_{c4} = \Delta_{cx} = (0 + 0 - 0,09) + 0,15 = +0,06 \text{ мм} \quad (2.52)$$

Граничні відхилення $A_x = A_4$

$$\Delta S_4 = +0,06 + \frac{1}{2} \cdot 0,12 = +0,12 \text{ мм} \quad (2.53)$$

$$\Delta I_4 = +0,06 - \frac{1}{2} \cdot 0,12 = 0 \text{ мм.} \quad (2.54)$$

Отримане відхилення розміру $-A_4 = 42^{+0,12}$.

Розмір заносимо в таблицю 2.1.

8. Правильність визначення граничних відхилень перевіряємо за формулами [41]:

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum^m \Delta_{c.зб} - \sum^n \Delta_{c.зм} \quad (2.55)$$

$$\Delta S_{\Sigma} = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} T_{\Sigma} \quad (2.56)$$

$$\Delta I_{x.зб.} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_{\Sigma} \quad (2.57)$$

Звідси

$$\Delta_{c\Sigma} = \Delta_{c4} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2} + \Delta_{c3}) = +0,06 - (-0,09 + 0 + 0) = +0,15 \text{ мм} \quad (2.58)$$

$$\Delta S_{\Sigma} = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} T_{\Sigma} = +0,15 + \frac{1}{2} 0,3 = 0,3 \text{ мм} \quad (2.59)$$

$$\Delta I_{x.зб.} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_{\Sigma} = +0,15 - \frac{1}{2} 0,3 = 0 \text{ мм} \quad (2.60)$$

Тобто, граничні складові відхилення ланок секцій гнучкого гвинтового конвеєра позначено правильно.

2.5 Динамічна модель технологічного процесу проточування секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

Процес проточування поверхні, розміщеної на зовнішньому діаметрі шнека, включає складні явища, пов'язані з ударною взаємодією шнека та різця. За рахунок незначної жорсткості смуги шнека в напрямку проточування відбувається згинання смуги, що призводить до зниження якості зовнішньої поверхні шнека, що проявляється у вигляді неточності розміру за діаметром і значною шорсткістю поверхні. Такі поверхневі дефекти мають значний вплив на працездатність шнекової смуги, пошкодження матеріалу, що транспортується, та поверхні гнучких гумових рукавів.

Щоб уникнути небажаних явищ і поліпшити процес точіння, ударний процес різання поверхні шнека повинен відбуватися без її істотного відхилення від недеформованої геометричної форми.

На деформацію поверхні шнека в процесі проточування впливають такі чинники, як відсутність жорсткості смуги шнека (визначається шириною та товщиною смуги, а також певною мірою і кутом підйому), зведена маса шнека, швидкість різання, параметри проточування (подача і глибина різання, геометрія різальної крайки різця, що комплексно впливають на силу різання).

З метою врахування всіх параметрів, що впливають на проточування зовнішньої поверхні шнека, можна записати складну математичну модель, використовуючи теорію пружності, теорії пластин і оболонок та динаміки процесів різання. Знайдене рішення дозволяє отримати відхилення форми поверхні шнека від статичної під впливом динамічних навантажень і на її основі визначити фактичну форму проточеної поверхні, її розміри, шорсткість і зусилля в системі. Однак, зазначений шлях є занадто складним і нерозумним для роботи, що розглядається.

Замість нього пропонується використати трохи простішу модель, засновану на поняттях зведеної маси та жорсткості. Незважаючи на те, що отримані результати матимуть більші похибки, їх аналіз дає змогу оцінити напрямки вдосконалення процесу різання та запропонувати інженерні методики для використання в практичних технологічних процесах.

Динамічна модель процесу проточування у зведеній формі зображено на рис. 2.20. Оскільки зведена маса шнека представлена параметром m , а зведена жорсткість – параметром c , то зведену масу можна визначити за допомогою підходу, описаного в [23]. Обчислити точне значення маси фактично неможливо через складність системи, але її порядок можна оцінити як масу частини витка шнека в межах квадрата ширини шнека (100-200 грам).

З рис. 2.20 видно, що в процесі проточування різець з певною силою P_z діє на смугу шнека. Ця сила діє по дотичній до зовнішньої поверхні шнека і в напрямку, протилежному швидкості обертання шнека. Оскільки поверхня шнека

нахилена під кутом α (кут підйому) відносно напрямку обертання, то згинання поверхні шнека відбувається в площині найменшої жорсткості, тобто площині, перпендикулярній до поверхні смуги шнека, що спричиняє відхилення поверхні шнека вбік. Подальше проточування витка викликає певну деформацію смуги, під час якої сила різання врівноважується силою пружності, але зменшується за рахунок зменшення глибини різання внаслідок відхилення смуги шнека. Під час виходу різального інструменту зі смуги шнека, за рахунок його пружності швидко відновлюється форма шнека. Даний процес відбувається кожного разу при подальшому контакті різця та смуги.

Однак, вищеописаний процес різання є статичним, тобто, не враховується динамічна стабілізація процесу різання внаслідок кінетичної енергії маси шнекової смуги. Врахування швидкості обертання істотно змінює якісну модель процесу різання. В такому випадку проточування може відбуватись з високою точністю для досить гнучких конструкцій.

Зведену жорсткості можна оцінити експериментально, прикладаючи певну силу до спіралі шнека в напрямку, перпендикулярному до поверхні смуги.

Сила різання вважалася відомою, постійною та незалежною від швидкості на всьому інтервалі контакту різального інструменту із шнеком. Швидкість руху заготовки шнека в процесі проточування v вважається постійною та прикладена до протилежного кінця пружини.

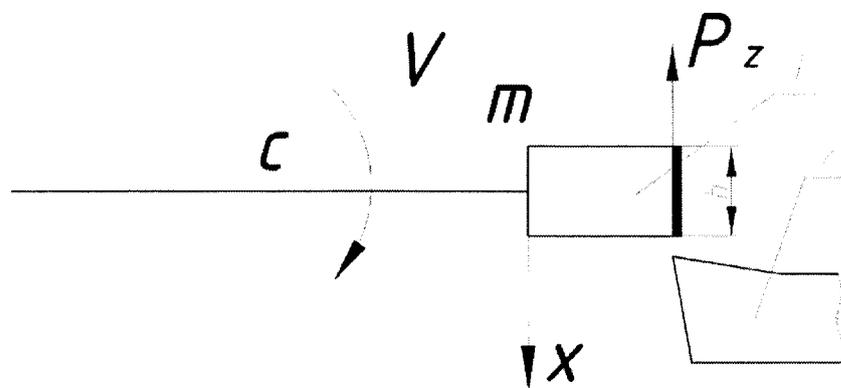


Рисунок 2.20 – Розрахункова схема проточування секції РО ГГК:
1 - гвинтова стрічка; 2 - прохідний різець проточування секції РО ГГК

Дану динамічну модель з певними зазначеними припущеннями можна описати диференціальними рівняннями другого порядку із застосуванням другого закону динаміки:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c(x - vt) = -P_Z \quad (2.61)$$

де x – координата руху маси,

Початкові умови проточування (в момент початку контакту різця із шнеком)

$$\begin{aligned} t &= 0; \\ x &= 0; \\ \frac{dx}{dt} &= v. \end{aligned} \quad (2.62)$$

Рівняння (2.61) не враховує згасання в системі. Це пояснюється тим, що протягом короткого часу, коли різець контактує зі шнеком, вплив є незначним.

Перетворимо рівняння (2.61) на більш зручне для розв'язку:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + cx = -P_Z + cvt \quad (2.63)$$

Розв'язок рівняння (2.63) складається із суми загального x_0 та часткового x_s розв'язків:

$$x = x_0 + x_s \quad (2.64)$$

Загальний розв'язок має вигляд:

$$x_0 = A \sin \omega t + B \cos \omega t \quad (2.65)$$

де A і B – постійні інтегрування, що визначаються за початковими умовами,

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Частковий розв'язок має вигляд, що відповідає правій частині

$$x_s = E + Ft \quad (2.66)$$

Для розрахунку невідомих сталих підставивши (2.66) у (2.63), отримаємо:

$$E = -\frac{P_z}{c} \quad (2.67)$$

$$F = v.$$

Тоді, враховуючи (2.65) і (2.67), визначимо розв'язок (2.64):

$$x = A \sin \omega t + B \cos \omega t - \frac{P_z}{c} + vt; \quad (2.68)$$

$$\frac{dx}{dt} = \omega(A \cos \omega t - B \sin \omega t) + v.$$

Підставивши початкові умови (2.62) у (2.68), визначимо сталі інтегрування:

$$A = 0; \quad (2.69)$$

$$B = \frac{P_z}{c}$$

Отже, остаточний розв'язок диференціального рівняння (2.61) має вигляд:

$$x = \frac{P_z}{c} (\cos \omega t - 1) + vt; \quad (2.70)$$

$$\frac{dx}{dt} = -\frac{\omega P_z}{c} \sin \omega t + v.$$

Проаналізуємо отримані спрощені результати. Координата x описує рух поверхні шнека відносно нерухомого різця, а друге рівняння показує зміну швидкості під час точіння. Необхідно стежити за тим, щоб відхилення витка шнека від його звичайного положення внаслідок сили різання під час проточування не перевищувало певного значення. Іншими словами, це робиться для того, щоб швидкість його руху не змінювалася занадто сильно.

Задамося коефіцієнтом нерівномірності швидкості:

$$K_V = \frac{v - v_k}{v} < 0,01 \quad (2.71)$$

звідки

$$v_k = v(1 - K_V) \text{ для } t = t_k,$$

де швидкість та час з індексом k , який позначено на момент закінчення різання чергової частини шнека товщиною h .

Підставимо (2.71) у (2.70), в результаті чого отримаємо:

$$h = \frac{P_z}{c} (\cos \omega t_k - 1) + v t_k; \quad (2.72)$$

$$v_k = -\frac{\omega P_z}{c} \sin \omega t_k + v.$$

Після перетворень знайдемо час t_k , необхідний для проточування смуги шнека товщиною h :

$$t_k = \frac{\left(\frac{P_z}{c} + h\right) - \sqrt{\left(\frac{P_z}{c}\right)^2 - \left(\frac{v K_V}{\omega}\right)^2}}{v} \quad (2.73)$$

При $K_V = 0$ отримаємо залежність:

$$t_k = \frac{h}{v},$$

яка свідчить про адекватність математичної моделі у граничному випадку.

Необхідна швидкість різання визначається за умови, що жорсткість спіралі шнека на кручення є незначною (найгірший випадок). При цьому можна вважати, що множник дорівнює $\omega t_k \ll 1$. У даному випадку можливо використати розклад функції синуса в ряд Тейлора, враховуючи лише перший доданок:

$$\sin \omega t_k \approx \omega t_k \quad (2.74)$$

Після перетворень отримаємо рівняння четвертого порядку (бікватратне) для розрахунку мінімально допустимої швидкості різання:

$$v^4 \left(\frac{m K_V}{P_z}\right)^2 + v^2 \left[\left(\frac{K_V}{\omega}\right)^2 - 2 \frac{m K_V}{P_z} \left(\frac{P_z}{c} + h\right) \right] + 2 \frac{P_z h}{c} + h^2 = 0. \quad (2.75)$$

Дискримінант рівняння (2.75) записано у вигляді:

$$D = \left[\left(\frac{K_V}{\omega}\right)^2 - 2 \frac{m K_V}{P_z} \left(\frac{P_z}{c} + h\right) \right]^2 - 4 \left(\frac{m K_V}{P_z}\right)^2 \left(2 \frac{P_z h}{c} + h^2\right) \quad (2.76)$$

З позиції можливості процесу точіння, необхідно, щоб значення дискримінанту було додатним.

У результаті визначається значення мінімально допустимої швидкості проточування:

$$v = \frac{P_z}{mK_v} \sqrt{\frac{2 \frac{mK_v}{P_z} \left(\frac{P_z}{c} + h \right) - \left(\frac{K_v}{\omega} \right)^2}{2}} - \sqrt{D} \quad (2.77)$$

Зі збільшенням жорсткості шнека допустима швидкість проточування зменшується, але значення мінімальної швидкості, визначене в (2.77), забезпечує стабільний процес різання за будь-яких умов.

Використовуючи рівняння (2.77), розраховано вплив вищенаведених факторів на мінімально допустиму швидкість і час різання та представлено графіки їх зміни на рис. 2.21-2.24.

На рис. 2.21 зображено залежності зміни швидкості та часу різання від маси шнека.

Основними розрахунковими параметрами процесу проточування є:

- $m = 1 \text{ кг};$
- $P_z = 1000 \text{ Н};$
- $h = 4 \text{ мм};$
- $K_v = 0,2;$
- $c = 10000 \text{ Н/м};$
- $v = 10 \text{ м/с}.$

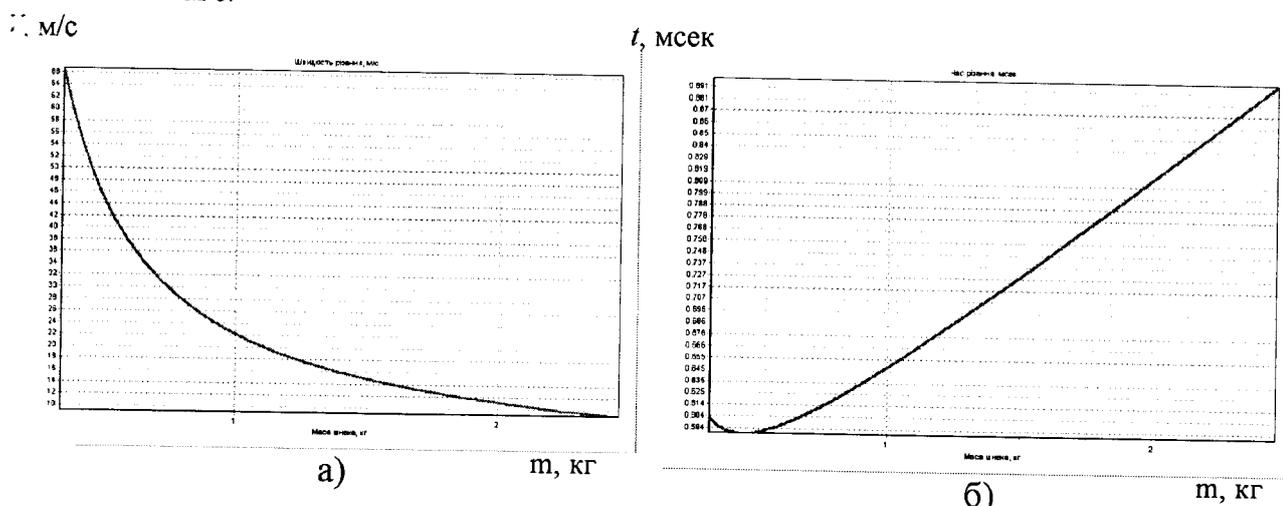


Рисунок 2.21 – Залежність швидкості (а) та часу різання (б) від маси шнека

З графіків видно, що зі збільшенням маси швидкість різання зменшується, а час збільшується.

На рис. 2.22 зображено зміну швидкості часу різання від величини жорсткості.

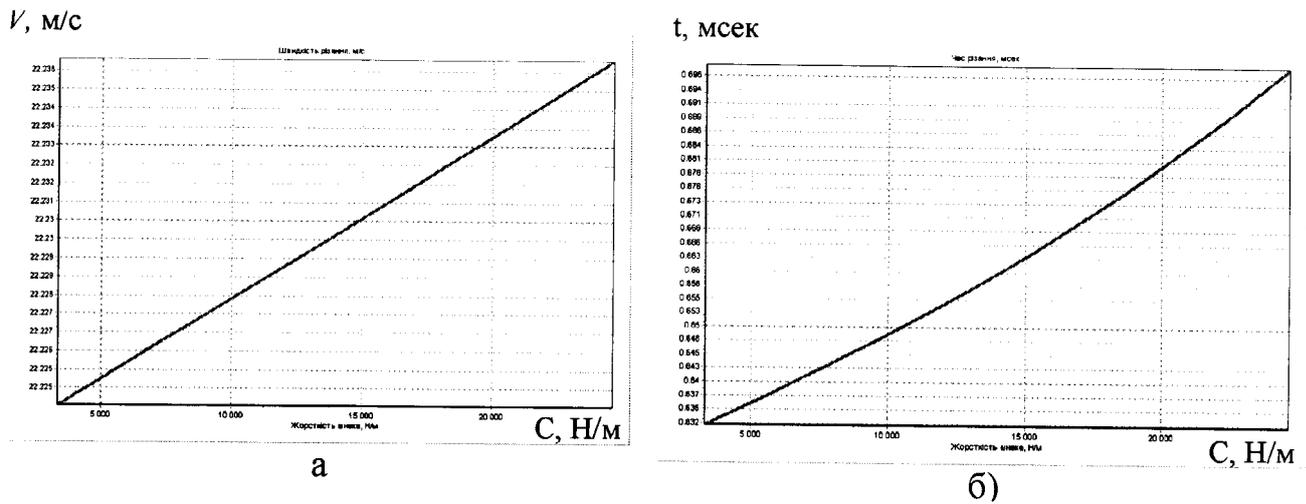


Рисунок 2.22 – Залежність швидкості (а) та часу різання (б) від жорсткості шнека

З графіків видно, що швидкість і час різання зі збільшенням жорсткості секцій РО ГТК збільшуються.

На рис.2.23 зображено залежності зміни швидкості різання та часу різання від коефіцієнта швидкості.

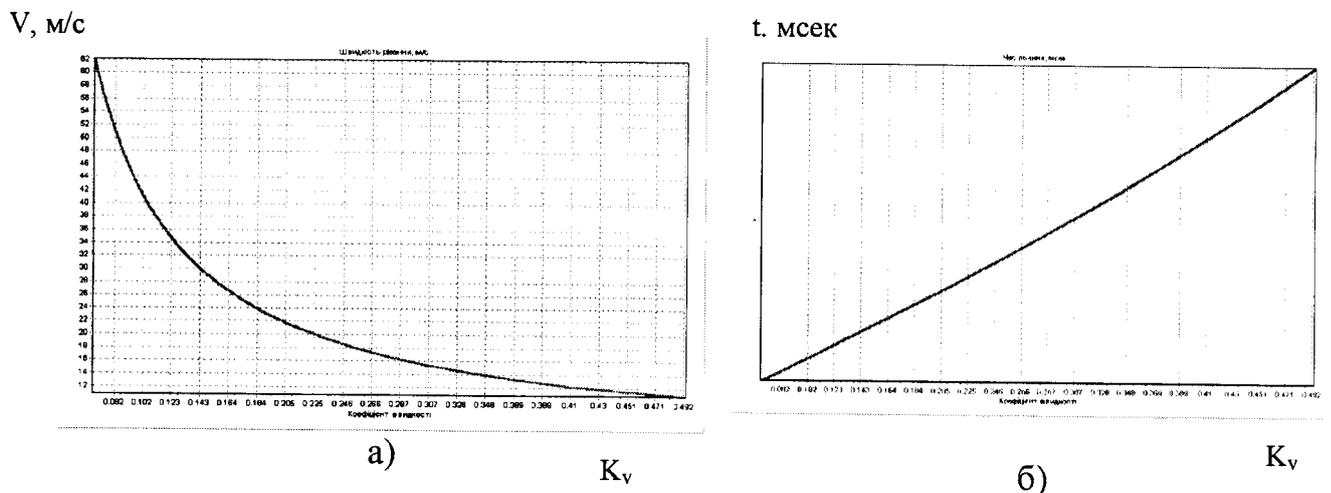


Рисунок 2.23 – Залежність швидкості (а) та часу (б) різання від коефіцієнта швидкості

3. Розмірний аналіз кульового та шарнірного з'єднання секцій ГГК проведено на основі рекомендацій щодо кінцевих операцій механічної обробки та складання. На основі розрахунку розмірного ланцюга складено рівняння номінальних розмірів з двома взаємно перпендикулярними нерухомими елементами, визначено параметри та величини допусків проміжних і кінцевої ланок. Залежно від даних параметрів рекомендуються проводити кінцеві операції механічної обробки для виготовлення з'єднувальних елементів секцій гнучкого шнека.

4. Результати дослідження показали, що сила різання значно збільшує необхідну швидкість. Отже, при заданих обмеженнях швидкості основними технічними чинниками під час проточувальння є режими різання, тобто глибина і подача. Для заданих процесів зазначені параметри необхідно обирати мінімально можливими. Окрім того, це зменшує ударні навантаження на різець та поліпшує його довготривалу стабільність.

5. Товщина смуги гвинта h значною мірою впливає на збільшення швидкості та часу. Це пояснюється тим, що для виконання операції різання на більшому шляху необхідно забезпечити більше кінетичної енергії, а збільшення маси спричиняє протилежний ефект, тобто зменшення мінімальної швидкості, що пояснюється з позиції кінетичної енергії, якою володіє шнек, що оброблюється.

6. Зміна жорсткості системи істотно не впливає на параметри процесу, що пояснюється припущенням того, що жорсткість шнека вважалась незначною, тому її вплив несуттєвий, а за рахунок зменшення допуску на коливання швидкості в процесі проточування K_V пропорційно збільшується мінімально допустима швидкість точіння.

Секції гнучкого гвинтового конвеєра (матеріал шнека Ст3 і сталь 08 кп) діаметром 100 мм і довжиною 120 мм проточували твердосплавними різцями Т15К6 з різними режимами обробки.

Теоретичні (розрахункові) значення шорсткості поверхні визначаються за залежністю [34].

$$R_a = K_0 \frac{S^{K1} (90^\circ + \gamma)^{K4}}{\rho^{K2} V^{K3}} \quad (3.1)$$

Складова сили різання для жорстких деталей розраховується за формулою [42]:

$$P = C_p \cdot t^{X_p} \cdot s^{Y_p} \cdot V^{n_p} \cdot K_p \quad (3.2)$$

де C_p – стала сили різання;

K_p – коефіцієнт сили різання, який залежить від параметрів процесу різання;

X_p, Y_p, n_p – показники степеней для визначення сили різання.

3.2 Програма та методика дослідження стійкості різців для точіння

Під час проточування поверхонь шнеків виникають складні явища, пов'язані з ударною взаємодією між зовнішньою крайкою спіралі та різцем.

Тому експеримент розроблений на основі багатофакторного аналізу, тобто одночасної зміни всіх змінних факторів $X_1(V)$, $X_2(S)$, $X_3(t)$ з необхідним визначенням константи b_0 і коефіцієнтів b_1 , b_2 , b_3 .

План проведення експериментів складався з двох серій по шість дослідів у кожній – чотирьох основних і двох додаткових.

Вибір режиму різання виконано таким чином, щоб скоротити кодування за рахунок врахування можливостей верстата та граничних режимів різання (табл. 3.1).

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист 74
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 3.1 – Режими різання та кодові позначення

Рівень	Оберти шпинд.	Режими різання			Кодові позначення		
		V , м/хв	S , мм/об	t , мм	X_1	X_2	X_3
верхній	630	198	0,5	3	1	1	1
середній	400	125	0,35	2	0	0	0
нижній	200	63	0,25	1	-1	-1	-1

Примітка: діаметр обробки поверхні шнека дорівнює 100 мм.

Дані рівні закодовані за допомогою рівнів перетворення таким чином, щоб верхній рівень відповідав +1, а нижній -1:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{2(\ln V - \ln 198)}{(\ln 198 - \ln 63)} + 1 \\ x_2 &= \frac{2(\ln S - \ln 0,5)}{(\ln 0,5 - \ln 0,25)} + 1 \\ x_3 &= \frac{2(\ln t - \ln 3)}{(\ln 3 - \ln 1)} + 1 \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

В ході експерименту, наприклад, за одиницю швидкості різання взято величину $\frac{\ln 198 - \ln 63}{2}$. Таким чином, швидкість різання V перетворюється шляхом ділення її на прийняту одиницю. Аналогічно приймаємо для подачі та глибини різання.

Для спрощення розрахунків композиційний план побудовано за «італійським кубом», який базується на трьох ортогональних координатах з початковою точкою в центрі куба (рис. 3.2).

Номери дослідів і режими різання позначені на верхній частині куба згідно з таблицею 3.2.

Експериментальні точки задаються вершинами. На рис. 3.2 вони позначені чорними кружками як перші чотири експерименти. Крім того, два експерименти розміщені в центрі куба, щоб перевірити гіпотезу адекватності (експерименти 9 і 10).

Якщо гіпотеза адекватності не виконується, то здійснюють ще шість експериментів: добудовуються вершини (позначено колами) і ще два експерименти центру.

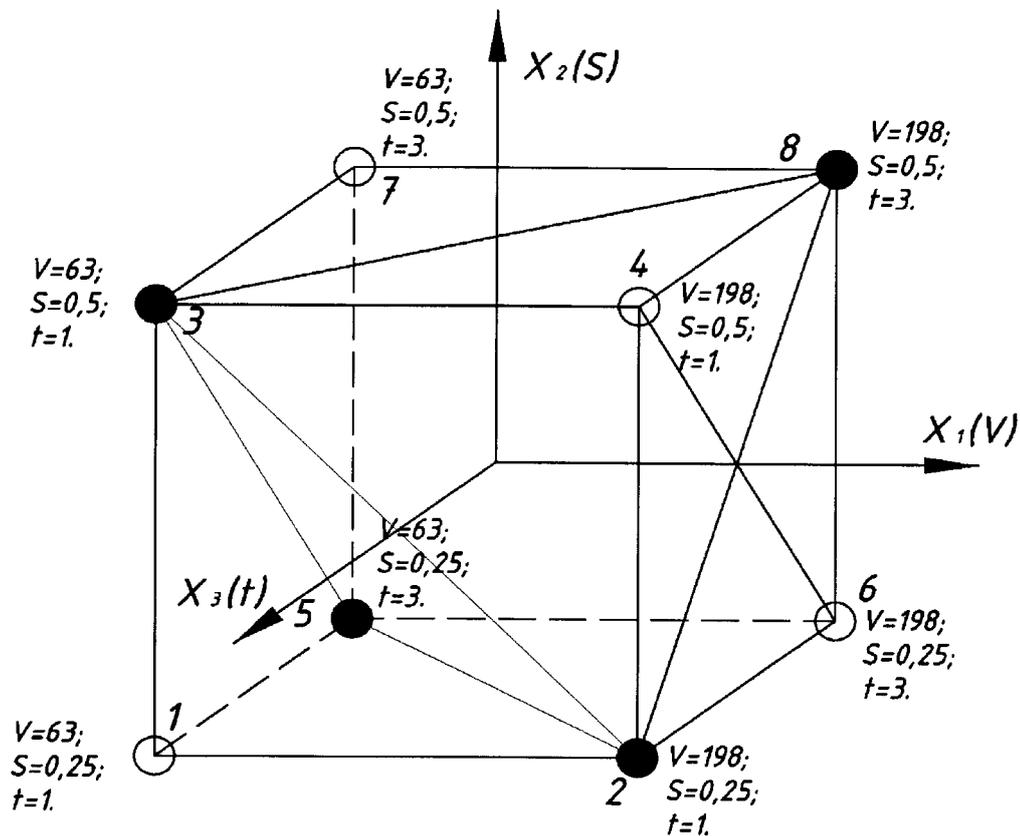


Рисунок 3.2 – Композиційний план дослідження згідно “італійського кубу”

Результати 12 дослідів точіння шнека із вуглецевої сталі різцем із твердого сплаву наведені в таблиці 3.2.

За критерій затуплення різця взято розмір фаски зношеності задньої поверхні різця $h_3 = 0,5$ мм.

Оцінка параметрів.

На основі результатів серії №1 із шести експериментів слід оцінити чотири коефіцієнти в емпіричній формулі:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 \quad (3.4)$$

Таблиця 3.2 – Результати досліджень режимів різання, кодові значення та стійкість різця

№ досліджу	№ серії	Режими різання			Кодові позначення			T, хв	y=lnT
		V, м/хв	S, мм/об	t, мм	X ₁	X ₂	X ₃		
1	2	63	0,25	1	-1	-1	-1	95	4,55
2	1	198	0,25	1	1	-1	-1	20	3,00
3	1	63	0,5	1	-1	1	-1	100	4,61
4	2	198	0,5	1	1	1	-1	16	2,77
5	1	63	0,25	3	-1	-1	1	100	4,55
6	2	198	0,25	3	1	-1	1	23	3,14
7	2	63	0,5	3	-1	1	1	70	4,25
8	1	198	0,5	3	1	1	1	10	2,30
9	1	125	0,35	2	0	0	0	40	3,69
10	1	125	0,35	2	0	0	0	45	3,81
11	2	125	0,35	2	0	0	0	43	3,76
12	2	125	0,35	2	0	0	0	50	3,91

Таблиця 3.3 – Матриця незалежних змінних X для серії № 1 із шести експериментів має вигляд:

Параметр	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	№ досліджу	T, хв	y=lnT
X	1	1	-1	-1	2	20	3,00
	1	-1	1	-1	3	100	4,61
	1	-1	-1	1	5	23	3,14
	1	1	1	1	8	10	2,30
	1	0	0	0	9	10	3,69
	1	0	0	0	10	45	3,81

Згідно методу найменших квадратів повинно, щоб сума квадратів відхилень фактичних значень у від формальних, одержаних за рівнянням (3.19) $u_{x_1x_2x_3}$, була найменшою, тобто:

$$\sum (y - y_{x_1 x_2 x_3})^2 = \min \quad (3.5)$$

Ліву частину виразу (3.4) позначимо буквою f (f – функція від невідомих параметрів b_0, b_1, b_2, b_3).

Мінімум цієї функції визначимо із рівнянь:

$$\frac{df}{db_0} = 0; \quad \frac{df}{db_1} = 0; \quad \frac{df}{db_2} = 0; \quad \frac{df}{db_3} = 0 \quad (3.6)$$

Продиференціювавши ці вирази, складаємо систему рівнянь в кінцевому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \sum y &= nb_0 + b_1 \sum x_1 + b_2 \sum x_2 + b_3 \sum x_3; \\ \sum yx_1 &= b_0 \sum x_1 + b_1 \sum x_1^2 + b_2 \sum x_1 x_2 + b_3 \sum x_1 x_3; \\ \sum yx_2 &= b_0 \sum x_2 + b_1 \sum x_2 x_1 + b_2 \sum x_2^2 + b_3 \sum x_2 x_3; \\ \sum yx_3 &= b_0 \sum x_3 + b_1 \sum x_3 x_1 + b_2 \sum x_3 x_2 + b_3 \sum x_3^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Рівняння (3.7) дозволяє визначити:

$$b_0 = \frac{\sum y}{n}, \text{ де } n - \text{число дослідів; } n=6; \quad (3.8)$$

$$b_1 = \frac{\sum yx_1}{\sum x_1^2} = \frac{\sum yx_1}{y}; \quad b_2 = \frac{\sum yx_2}{\sum x_2^2}; \quad b_3 = \frac{\sum yx_3}{\sum x_3^2} = \frac{\sum yx_3}{y}$$

Слід відмітити, що інші члени рівнянь дорівнюють нулю, оскільки вектори x_1, x_2, x_3 є ортогональними і $\sum x_i = 0$.

Залежності для розрахунку коефіцієнтів $b_0 \dots b_3$ відповідно до рівняння (3.8) мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= 1/6(y_2 + y_3 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) \\ b_1 &= 1/4(y_2 - y_3 - y_5 + y_8) \\ b_2 &= 1/4(-y_2 + y_3 - y_5 + y_8) \\ b_3 &= 1/4(-y_2 - y_3 + y_5 + y_8) \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

Тут індекси при y позначено номерами експериментів (табл.3.3).

Підставивши в рівняння (3.9) значення експериментів із таблиці 3.2, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= 1/6(3,0 + 4,61 + 4,55 + 2,3 + 3,69 + 3,81) = 3,66; \\ b_1 &= 1/4(3,0 - 4,61 - 4,55 + 2,3) = -0,96 \\ b_2 &= 1/4(-3,0 + 4,61 - 4,55 + 2,3) = -0,16 \\ b_3 &= 1/4(-3,0 - 4,61 + 4,55 + 2,3) = -0,19 \end{aligned} \right\}$$

В такому випадку для серії експериментів № 1 одержано формулу для розрахунку стійкості різців:

$$\ln T \approx 3,66 - 0,96x_1 - 0,16x_2 - 0,19x_3 \quad (3.10)$$

Формулу (3.10) необхідно розшифрувати згідно рівнянь (3.3), тобто:

$$x_1 = \frac{2(\ln V - \ln 198)}{\ln 198 - \ln 63} + 1 \approx \frac{2(\ln V - 5,29)}{5,29 - 4,14} + 1 = 1,739 \ln V - 8,2;$$

$$x_2 = \frac{2(\ln S - \ln 0,5)}{\ln 0,5 - \ln 0,28} + 1 \approx \frac{2(\ln S + 0,69)}{-0,69 + 1,39} + 1 = 2,857 \ln S + 2,97;$$

$$x_3 = \frac{2(\ln t - \ln 3)}{\ln 3 - \ln 1} + 1 \approx \frac{2(\ln t - 1,1)}{1,1 - 0} + 1 = 1,82 \ln t - 1.$$

Підставивши значення x_1 , x_2 , x_3 в рівняння (3.10), отримаємо уточнену формулу для розрахунку виразу логарифму стійкості різців:

$$\begin{aligned} \ln T &= 3,66 - 0,96(1,739 \ln V - 8,2) - 0,16(2,857 \ln S + 2,97) - 0,19(1,82 \ln t - 1) = \\ &= 11,24 - 1,67 \ln V - 0,46 \ln S - 0,35 \ln t. \end{aligned}$$

Отже, кінцева формула для розрахунку стійкості різців для обробки секційних робочих органів ГГК прийме вигляд:

$$T = \frac{e^{11,24}}{V^{1,67} S^{0,46} t^{0,35}} \quad (3.11)$$

Після статистичного аналізу результатів серії № 1, при виявленні значних інтервалів коливань стійкості для 95% достовірності, було здійснено ще шість експериментів серії № 2 досліджень.

В результаті всіх 12 дослідів згідно з вищенаведеними розрахунками і таблицею 3.3, одержано уточнені коефіцієнти для розрахунку стійкості різців:

$$b_0 = \frac{1}{12}(4,55 + 3,00 + 4,61 + 2,77 + 4,55 + 3,14 + 4,25 + 2,3 + 3,69) = 3,695;$$

$$b_1 = \frac{1}{8}(-4,55 + 3,00 - 4,61 + 2,77 - 4,55 - 3,14 - 4,25 + 2,3) = -0,84;$$

$$b_2 = \frac{1}{8}(-4,55 - 3,00 + 4,61 + 2,77 - 4,55 - 3,14 + 4,25 + 2,3) = -0,164;$$

$$b_3 = \frac{1}{8}(-4,55 - 3,00 - 4,61 - 2,77 + 4,55 + 3,14 + 4,25 + 2,3) = -0,09;$$

$$\ln T = 3,695 - 0,84(1,739 \ln V - 8,2) - 0,164(2,857 \ln S + 2,97) - 0,09(1,82 \ln t - 1) = \\ = 10,185 - 1,46 \ln V - 0,47 \ln S - 0,16 \ln t;$$

$$T = \frac{e^{10,185}}{V^{1,46} S^{0,47} t^{0,16}} \quad (3.12)$$

Формула (3.12) незначно відрізняється за коефіцієнтами формули (3.11), але довірчі інтервали значно поліпшилися за рахунок більшої кількості експериментів.

За результатами теоретичних досліджень побудовано наступні графічні залежності.

На рис. 3.3 зображено залежність стійкості інструменту від його подачі S .

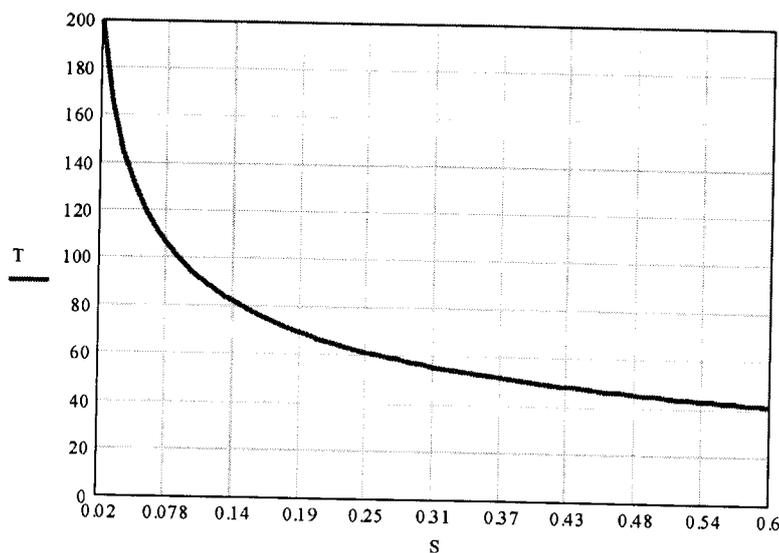


Рисунок 3.3 – Графік залежності стійкості інструменту від подачі при $\phi = 1$ мм; $V = 100$ м/хв

Як видно з одержаної графічної залежності стійкість інструменту під час профілювання секції ГГК зменшується зі збільшенням його подачі. Оптимальне

значення подачі знаходиться в межах $S=0,25-0,5$ мм/об, а стійкість інструменту забезпечується в межах 60–40 хв.

На рис.3.4 зображено залежність стійкості інструменту від глибини різання t .

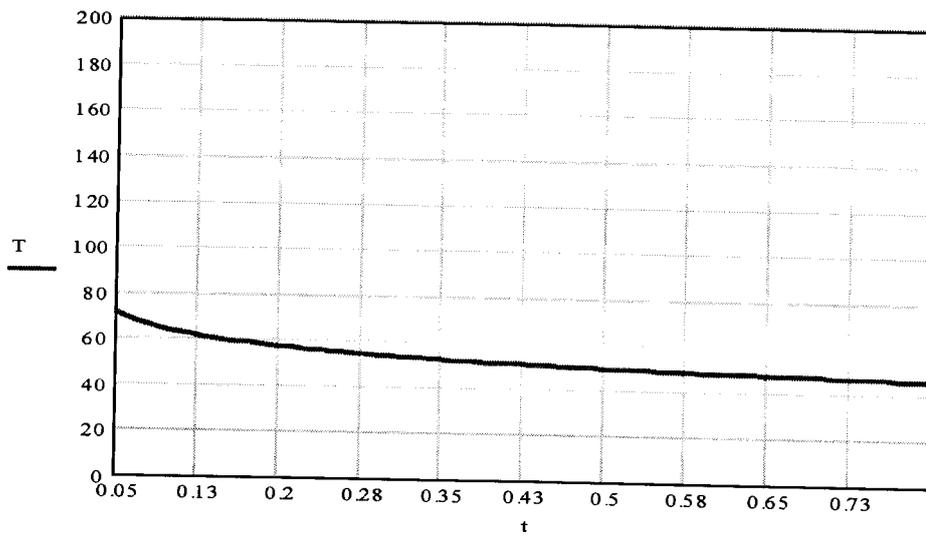


Рисунок 3.4 – Графік залежності стійкості інструменту від глибини різання при $S=0,5$ мм/об; $V=100$ м/хв

Як видно з рис. 3.4 глибина різання майже не впливає на стійкість інструменту. Зростання стійкості відбувається лише при глибинах різання менше $t < 0,13$ мм.

На рис. 3.5 зображено залежність стійкості інструменту під час проточування секції ГГК від швидкості різання.

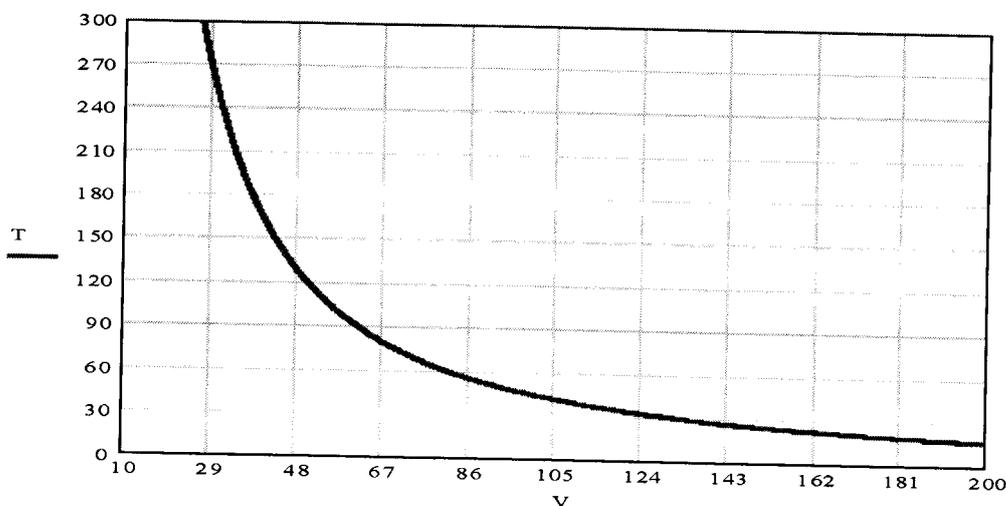


Рисунок 3.5 – Графік залежності стійкості інструменту від швидкості різання при $t=1$ мм; $S=0,5$ м/хв

Як видно з графіка, зі збільшенням швидкості різання стійкість інструменту знижується. Оптимальне значення швидкості різання знаходиться в межах $V=50-100$ м/хв, а стійкість інструменту забезпечується в межах 120–140 хв.

3.3 Стенд для дослідження характеристик гнучких гвинтових конвеєрів

Для підвищення надійності та довговічності ГГК секційні РО повинні бути поздовжньо профільовані таким чином, щоб діаметри торців секцій були меншими від зазору між ними. Це не лише сприятиме тому, що при роботі конвеєрів на криволінійних трасах кінці секцій не будуть вискоблювати рукава і забруднювати матеріал, що транспортується, але і підвищує експлуатаційну надійність і довговічність пар тертя ГГК.

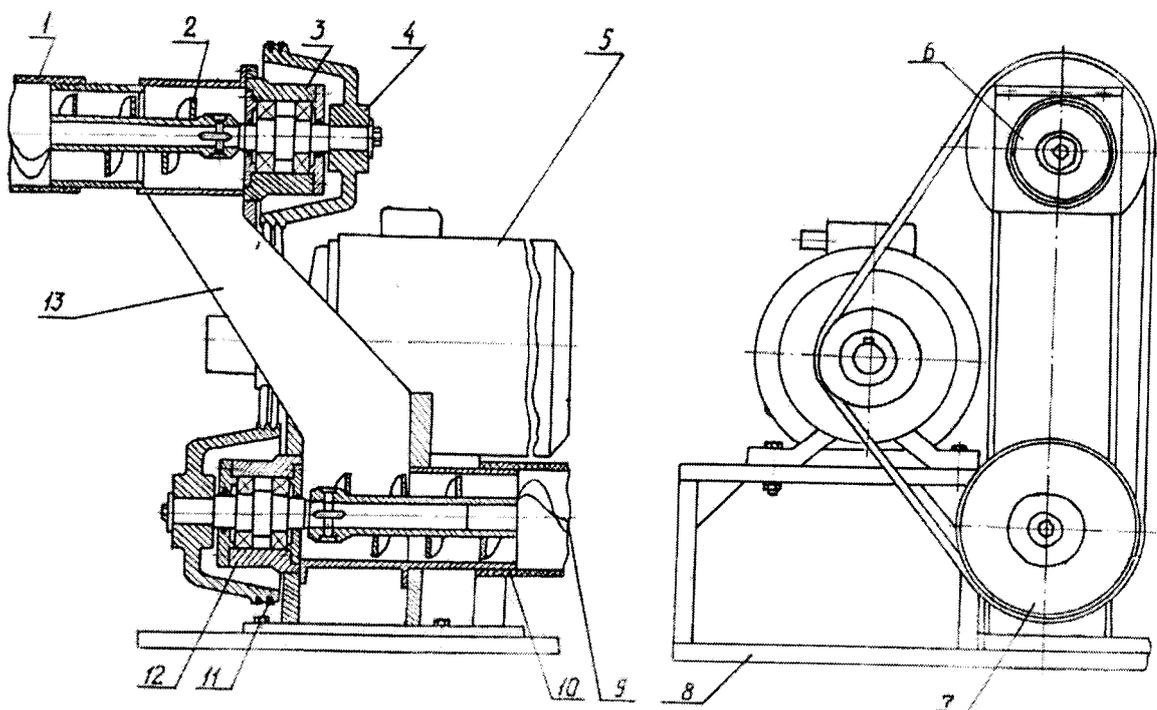


Рисунок 3.6 – Стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів

Крім того, щоб вивчити втрати продуктивності та енергоспоживання ГГК, спроектовано та виготовлено стенд, показаний на рис. 3.6. Це конструкція ГГК з пересипом, що складається з пересипного рукава 13, на верхній ділянці якого

встановлений завантажувальний блок 6 стенда. Останній складається з приводного вала зі шківом 4, встановленого на підшипниках у корпусі 3, з консольно закріпленою на вільному кінці приводного вала завантажувальною спіраллю 2. На нижній ділянці пересипного рукава 13 встановлений розвантажувальний блок, що складається з приводу 7, підшипника і приводного валу, на кінці якого міцно закріплена розвантажувальна спіраль 9. На гнучких рукавах 1 і 10 закріплені завантажувальна 2 і розвантажувальна 9 спіралі довжиною 6 м і діаметром 0,1 м. Обертальний рух завантажувальних і розвантажувальних шнеків здійснюється від електродвигуна 5 через клинопасову передачу.

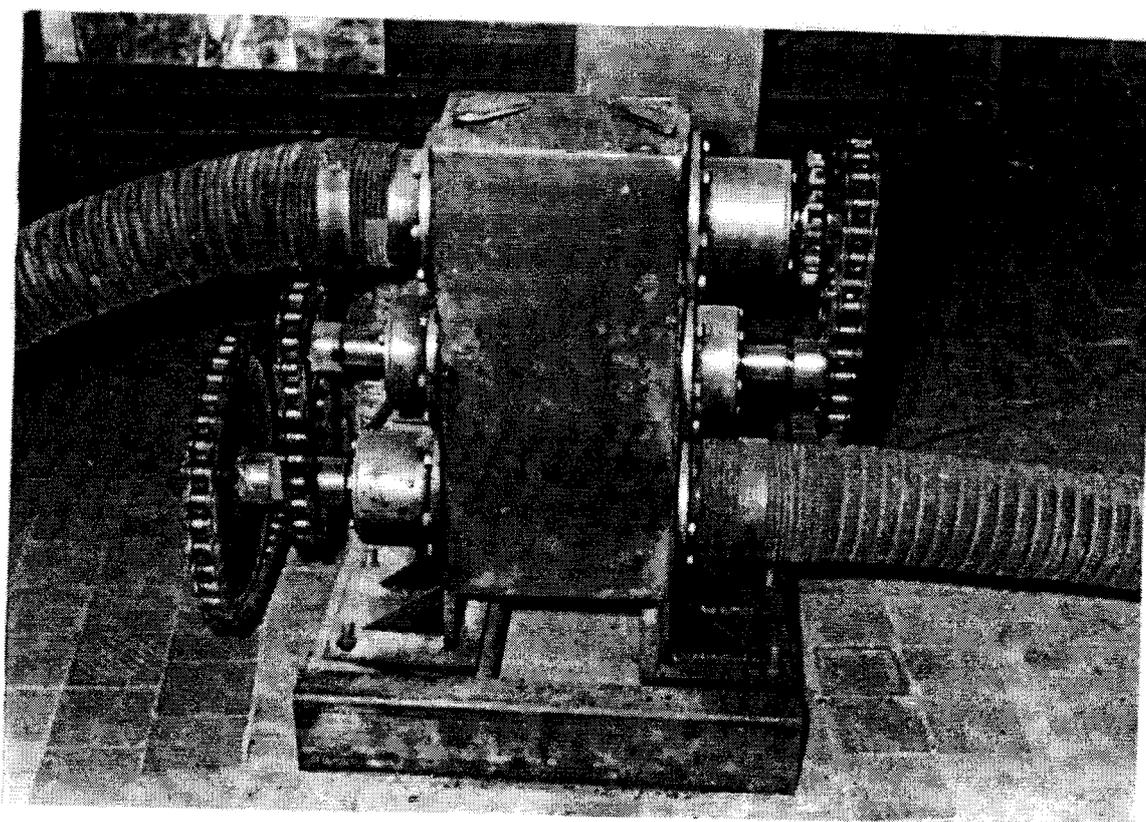


Рисунок 3.7 – Конвеєр з пересипом

Робота ГГК відбувається наступним чином. Після проведення відповідних підготовчих робіт вмикається привід і спіраль 2 завантажувального агрегату подає матеріал з насипної купи або контейнера в пересипний патрубок 13 і потім з вхідний кінець розвантажувальної секції до виходу в місце призначення.

Конвеєр приводиться в рух електродвигуном потужністю 1,5 кВт або ВВП трактора.

В результаті експериментальних досліджень встановлено продуктивність гвинтового конвеєра залежно від конструктивних особливостей, профілю секцій робочого органу, швидкості обертання, кроку секцій та інших параметрів.

Технічна характеристика стенда.

Потужність приводу – 1,5 кВт;

Кількість обертів РО – змінна в межах до 1200 об/хв.;

Продуктивність – до 25 т/год;

Довжина траси транспортування – 12 м;

Внутрішній діаметр кожуха – 0,1 м.

Запропонована конструкція гнучкого гвинтового конвеєра з пересипом перевірена на технологічність, є конкурентоспроможною, пройшла комплексні виробничі випробування і може бути використана в різних галузях народного господарства як для застосування, так і для науково-дослідного вивчення характеристик самих робочих органів ГТК.

3.4 Висновки до розділу 3

1. Розроблено методику дослідження впливу режиму різання на якість обробки робочих органів гвинтових гнучких секційних конвеєрів на токарному верстаті 16К20, матеріал гвинта – Ст3 і сталь 08кп.

2. У зв'язку зі складними явищами, пов'язаними з ударною взаємодією зовнішньої кромки спіралі з різцем, розроблено програму та методику дослідження стійкості різців під час проточування та профілювання. Відповідно до критерію затуплення різця, розмір фаски зносу задньої поверхні різця прийнято вважати $h_3=0,5$ мм.

3. Сконструйовано та виготовлено секційні гвинтові робочі органи діаметром 0,1 м, довжиною секцій 0,12 м, довжиною завантажувального та

розвантажувального шнеків по 6 м.

4. Розроблено та виготовлено технологічне оснащення для виготовлення деталей і секцій робочих органів ГГК та їх профілювання.

5. Розроблено та виготовлено стенд для дослідження властивостей ГГК різного профілю секцій. Технічні характеристики стенду: потужність приводу 1,5 кВт; кількість обертів РО – змінна в межах максимального діапазону до 1200 об/хв; продуктивність до 25 т/год; довжина траси транспортування 12 м; внутрішній діаметр кожуха 0,1м.

					ГММ 602-мММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
						85
	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 4 ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості гвинтових робочих органів

За даними [37] стійкість суцільних шнеків, що працюють на криволінійних трасах з малим локальним радіусом кривини не перевищує 40 годин роботи за рахунок циклічного знакозмінного навантаження. Тому одним із шляхів вирішення цієї проблеми є використання шарнірно з'єднаних між собою секційних ГРО.

Для вимірювання крутильної жорсткості використовувалась розривна машина моделі КМ-50-1 (рис. 4.1). У даному випадку гвинтова секція жорстко кріпилася до фіксатора, до торцевої циліндричної поверхні якого прикріплені паралельні листки, за допомогою яких фіксатори встановлювались до затискного механізму обертових обойм розривної машини.

Експериментальна методика полягає в наступному. Після встановлення дослідного зразка в обертовій обоймі верхня частина залишалась у фіксованому положенні, а нижній – передавався крутний момент. В залежності від величини кута закручування θ вимірювали показники максимального крутного моменту T . Отже, досліди проводили або до крихкого руйнування зразка або до появи пластичної деформації.

Програмою експериментальних досліджень також передбачалося визначити вплив зон з'єднань та способу кріплення окремих секцій на характер і величину деформацій кручення робочого органу в зібраному стані.

За результатами експерименту побудовані графічні залежності (рис. 4.2), проаналізувавши які можна прийти до висновку, що вони наближаються до прямолінійного закону розподілу.

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ					
№	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата	ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ					
Зроб.	Санніков		<i>СН</i>	25.12				Лім.	Лист	Листів
Перевір.	Шаповал		<i>Шаповал</i>	25.12					86	
Перевик.	Шаповал		<i>Шаповал</i>	25.12				Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.		
Контр.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	28.12						
Зв'яз.	Орисенко		<i>Орисенко</i>	28.12						

Зі збільшенням довжини секції пропорційно збільшується і максимальний кут закручування. Жорсткість шарнірного з'єднання є вищою від жорсткості самої секції, тому фактично не впливає на величину деформації. Було виявлено, що максимальний крутний момент T_{max} , що спричиняє руйнування секції робочого органу y , значно перевищує крутний момент, необхідний для перевантаження сипких вантажів робочим органом за максимальної висоти перевантаження та мінімальним радіусом кривини траси.

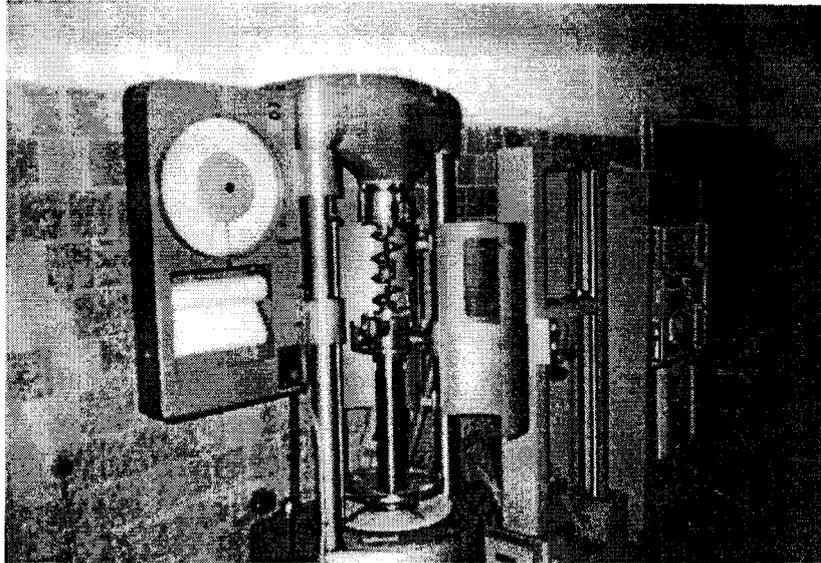


Рисунок 4.1 – Дослідження крутильної жорсткості робочих органів гвинтових транспортно-технічних механізмів у зібраному вигляді

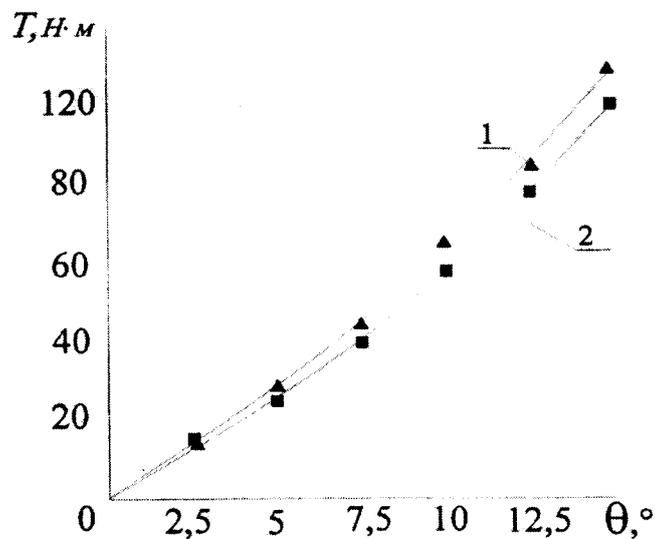


Рисунок 4.2 – Залежність величини крутного моменту θ від кута закручування T робочого органу для однієї секції (1 – $l=100$ мм; 2 – $l=125$ мм)

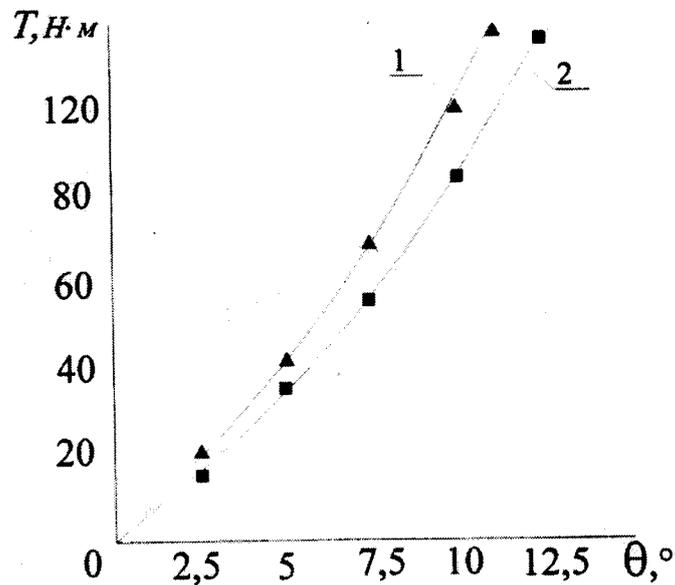


Рисунок 4.3 – Залежність величини крутного моменту θ від кута закручування T робочого органу для двох секцій (1 – $l=100$ мм; 2 – $l=125$ мм)

Слідуючим важливим параметром секційних ГРО є мінімальний радіус згину траси перевезення, який доцільно визначати за формулою [24]:

$$R_{\text{з}} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)} \quad (4.1)$$

де B - ширина втулки;

l_B - відстані між двома втулками однієї секції;

Δ - зазор між сусідніми секціями;

D_B, d_B - відповідно зовнішній та внутрішній діаметр втулок секцій транспортера і діаметр з'єднуючих валиків;

s - товщина втулок.

Однією з ключових проблем, що перешкоджають широкому застосуванню гнучких гвинтових транспортно-технічних механізмів (ГТТМ), є низька довговічність робочих органів.

При проектуванні пар тертя їх необхідно правильно підібрати відповідно до конструктивних параметрів і матеріалів. Зношування робочих поверхонь може

призводити до зміни зазорів з появою навантажень і переходом до процесу руйнування, що супроводжується порушенням точності машин та механізмів. У таких випадках необхідно передбачити граничні межі зносу.

Проведено експерименти для різних робочих органах і створено набори дослідних зразків із різними конструктивними параметрами.

У ході досліджень встановлено небезпечні зони, що викликають руйнування елементів секційних гвинтових робочих органів, виявлено вплив різних конструктивних параметрів (довжини, діаметра секції) на їх ресурсні властивості, а також здійснено порівняльні випробування різних типів експериментальних зразків.

4.2 Технологічність конструкції секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів

Забезпечення технологічності конструкції виробів і гвинтових транспортно-технічних механізмів (ГТТМ) є взаємопов'язаним рішенням ряду проблем і завдань як технологічного, так і конструкторського характеру, направлених на підвищення продуктивності праці, мінімізацію трудових і матеріальних витрат під час виготовлення, скорочення часу на технічне обслуговування та ремонт, забезпечення високої експлуатаційної надійності.

Як відомо, технологічність конструкції виробу (ТКВ) являє собою сукупність характеристик, що визначають його спроможність для досягнення оптимальних витрат у процесі виготовлення, експлуатації та ремонту за певними показниками якості та умовами виконання його функцій. Технологічність будь-якого процесу підвищує його зручність і полегшує його здійснення, дозволяючи надійно проводити процес для отримання заданого результату при найменших затратах живої праці. ТКВ в основному визначається п'ятьма групами чинників: характеристиками виробу, заданою якістю, умовами виконання робіт під час виробництва, експлуатацією та ремонтом. Взагалі система показників ТКВ

				ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		89

охоплює 9 груп чинників і описується 51 загальним коефіцієнтом і більш ніж 100 частковими коефіцієнтами [31].

ДСТУ 14201-93 встановлює показники, що стосуються комплексу заходів щодо забезпечення необхідного рівня технологічності конструкцій щодо ГТТМ. Найважливішими з цих показників є трудомісткість і собівартість виготовлення, матеріаломісткість і міцність матеріалу, точність геометричних параметрів і шорсткості.

Оцінка технологічності конструкцій ГТТМ здійснюється за двома видами: якісною та кількісною. Якісна оцінка визначає технологічність конструкції, а кількісна оцінка виражається в числових показниках і потрібна, якщо ці показники істотно впливають на технологічність конструкції. Кількісна оцінка технологічності передбачає порівняння базової конструкції механізму з новоствореною конструкцією за кількістю і складністю заготовок і деталей, матеріаломісткістю, точністю, шорсткістю, трудомісткістю й собівартістю.

Відповідно до ДСТУ 14202-95 розрізняють наступні види технологічності ГТТМ: виробнича та експлуатаційна. Виробнича технологічність полягає у мінімізації витрат коштів на конструкторську та технологічну підготовки виробництва, процеси виготовлення, включаючи контроль і випробування. Експлуатаційна технологічність передбачає скорочення часу та коштів, витрачених на технічну підтримку виробничих процесів та ремонтні роботи.

4.3 Визначення радіуса згинання гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами

Запропонований гнучкий гвинтовий робочий орган конвеєра (рис. 4.4) виконаний у вигляді окремих секцій гвинтових спіралей довжиною 5-2 кроки, до внутрішніх поверхонь яких жорстко закріплені втулки зовнішніми діаметрами з двох торців. Внутрішні торцеві поверхні втулок жорстко сполучені між собою прутками, діаметри яких менші за товщину втулки. Останні жорстко

				ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист 90
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

закріплені до внутрішніх поверхонь гвинтової спіралі та до втулок і прутків, які паралельні один одному. У втулках однієї гвинтової спіралі радіально протилежних діаметрів, перпендикулярно до осі секції здійснено наскрізні отвори, осі яких є співвісними та паралельними між собою. У дані отвори встановлюються кульки з можливістю кругового обертання, які взаємодіють з отворами, виконаними в шарнірних з'єднаннях сусідніх секцій. Подібні отвори виконані у втулках сусідніх секцій, а кульки прикріплені в перпендикулярних площинах, що забезпечує можливість обертання сусідніх секцій під кутом одна відносно іншої під час їх обертання на криволінійній трасі. Зверху втулки щільно закриті циліндричними ковпачками.

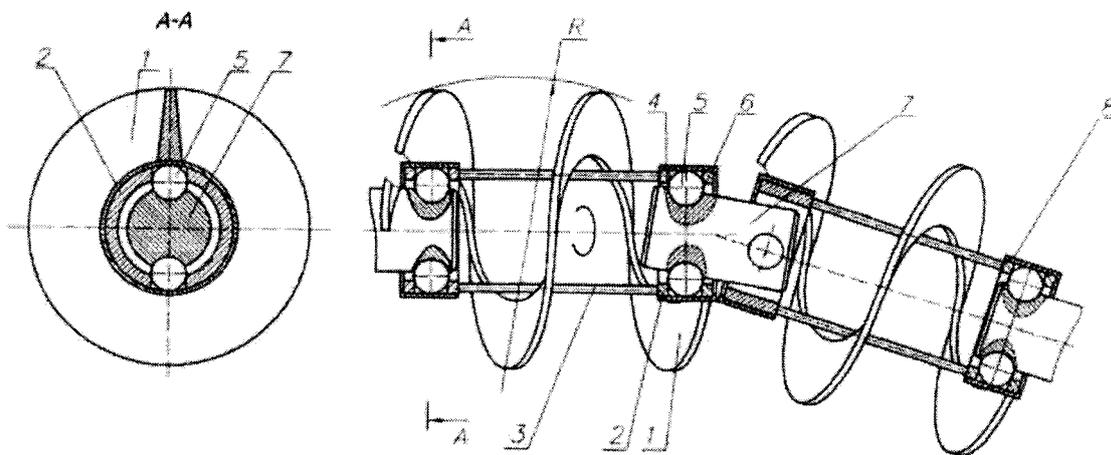


Рисунок 4.4 – Конструктивна схема гвинтового секційного робочого органу конвеєра

Оскільки експлуатаційні характеристики гнучкого робочого органу конвеєра визначаються радіусом його згинання, то цей показник також визначає рівень технологічності такого органу. Величина радіуса згинання дозволяє проектувальнику забезпечити відповідні технологічні можливості обладнання та доцільність використання робочого органу деякого конструктивного виконання для проектування конструкції конвеєра з криволінійними трасами перевезення вантажів. Для визначення вищезазначеного показника необхідно врахувати розрахункову схему, наведену на рис. 4.5.

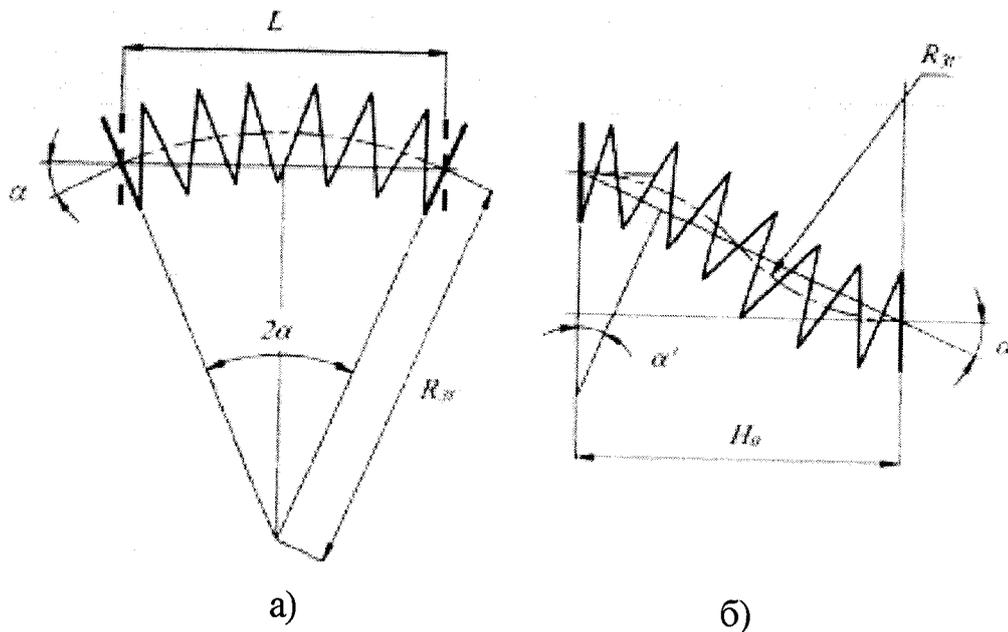


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема для визначення радіуса згинання гвинтового елемента конвеєра: а) згинна траса за радіусом; б) згинна траса на кривій

Величина згину гвинтового робочого елемента дорівнює його загальній лінійній довжині в умовах абсолютної жорсткості згідно лінійних розмірів. За розрахунковою схемою співвідношення довжини згину і радіуса гвинтового елемента має вигляд:

$$l_{зг} = \frac{2\alpha \cdot \pi R_{зг}}{180^\circ} \quad (4.2)$$

де $R_{зг}$ - радіус згинання гвинтового елемента

Радіус згинання можна виразити відстанню між кінцями вигнутого робочого органу конвеєра параметром L . Відповідно до розрахункової схеми радіус вигину дорівнює:

$$R_{зг} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha} \quad (4.3)$$

де L - лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента

α - кут згину секцій гвинтового елемента.

Підставивши значення рівності (4.3) в залежність (4.2), отримаємо значення

довжини згину гвинтового робочого органу конвеєра:

$$l_{зг} = \frac{\pi L \alpha}{180^\circ \sin \alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{\sin \alpha} \quad (4.4)$$

У випадку двох траєкторій згину (рис. 4.5, б):

$$R_{зг\ P} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,25 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4.5)$$

Відповідно довжина згину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента) дорівнює:

$$l_{зг} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha \quad (4.6)$$

Однак, такий важливий параметр, як кут згину секцій конвеєра α , залишається невідомим. Для його визначення, а також залежності радіуса згинання гнучкого гвинтового робочого органу конвеєра від інших конструктивних параметрів скористаємось розрахунковою схемою, зображеною на рис. 4.6.

Тому, з метою встановлення аналітичних залежностей для визначення кута згину секцій одна відносно іншої розглянуто $\Delta a, b, c$:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ac} = \frac{D_B - d_B - 2s}{B} \quad (4.7)$$

де D_B - зовнішній діаметр втулок секцій транспортера, мм;

d_B - діаметр з'єднуючих валиків, мм;

s - товщина втулок, мм;

B - ширина втулок, мм.

Для визначення радіуса згинання розглянуто Δomn відповідно до розрахункової схеми, наведеної на рис. 4.6. Відповідно радіус згинання $R_{зг}$ дорівнює:

$$R_{зг} = on = \frac{mn}{\sin \alpha} \quad (4.8)$$

Згідно з розрахунковою схемою:

$$mn = l_B / 2 + B + \Delta + B / 2 \quad (4.9)$$

де l_B - відстані між втулками в одній секції;
 Δ - зазор між сусідніми секціями.

Із урахуванням рівнянь (4.7) і (4.9) залежність (4.8), яка визначає мінімальний радіус згинання робочого органу конвеєра з секційними елементами, матиме вигляд:

$$R_{зг} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)} \quad (4.10)$$

Аналізуючи одержані графічні залежності (рис. 4.6) зміни радіуса згинання гнучкого гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секцій робочих елементів, можна прийти до висновку, що вирішальний вплив на нього має товщина втулки s у сполученні з шириною втулок B . Так, із збільшенням значення s в межах 3-11 мм і $B = 10; 15; 20; 25; 30$ мм для постійних величин $D_e = 60$ мм; $d_e = 45$ мм; $l_e = 50$ мм; $\Delta = 10$ мм відбувається збільшення радіусу згину в межах 42,4-130,5 мм і 98,1-527,6 мм або ж у 3,1-5,6 рази.

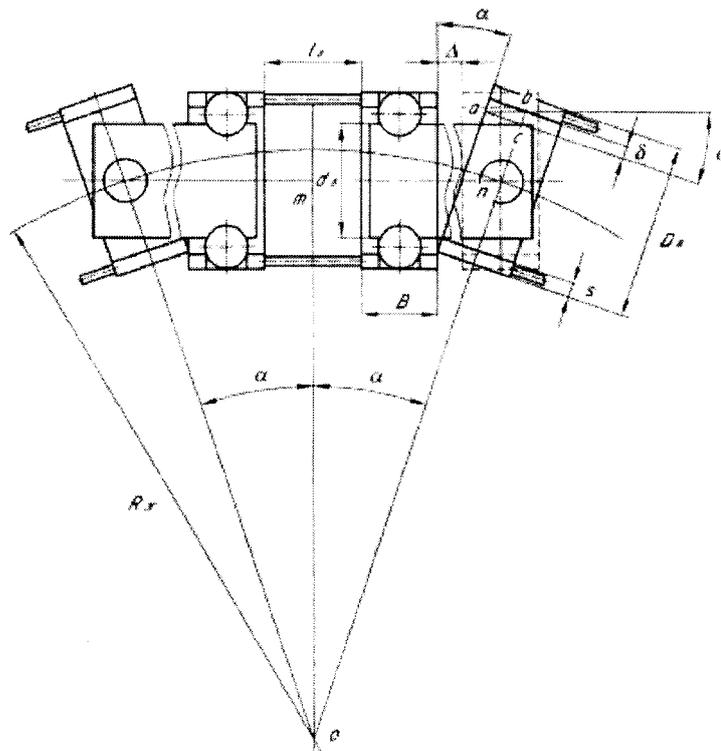


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згинання конвеєра з гвинтовими секційними робочими елементами

Це означає, що відбувається суттєве обмеження технологічних можливостей робочого органу, оскільки радіус згинання повинен бути зведений до мінімуму. Згідно з аналогічними значеннями даних розрахункових параметрів, але із зміною величини зазору між сусідніми секціями Δ в межах 5-15 мм, коливання числової величини радіуса згинання буде в межах 78,3-304,1. 89,4~334,5 мм. Аналогічно, при однакових показниках продуктивності і ресурсу, РО з меншою шириною втулок секцій є більш технологічним, оскільки при експлуатації вимагає менших виробничих площ.

На рис. 4.7 зображено залежності зміни радіуса згинання гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів.

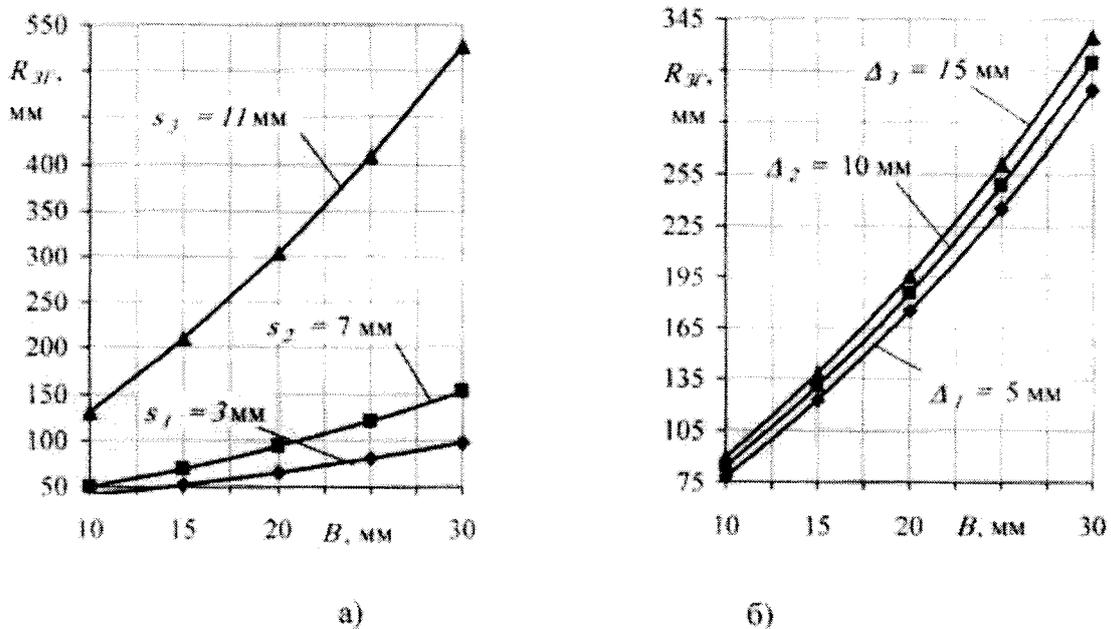


Рисунок 4.7 – Графічні залежності зміни радіуса згинання гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів: а) для різної ширини втулки; б) для змінного зазору між сусідніми секціями

На основі вищезазначених розрахунків спроектовано та виготовлено гвинтовий робочий орган з секційних елементів, який представлено на рис. 4.8.

Розроблена модель гвинтового робочого органу конвеєра з секційними елементами широко використовується не тільки в харчовій та переробній промисловостях, в галузях сільського господарства, а й у технологічних процесах

механізованого завантаження мінеральних добрив, зібраних зернових культур та насінневого матеріалу за рахунок розширених технологічних можливостей завдяки зменшенню радіуса згинання та підвищенню надійності вдосконаленої конструкції.

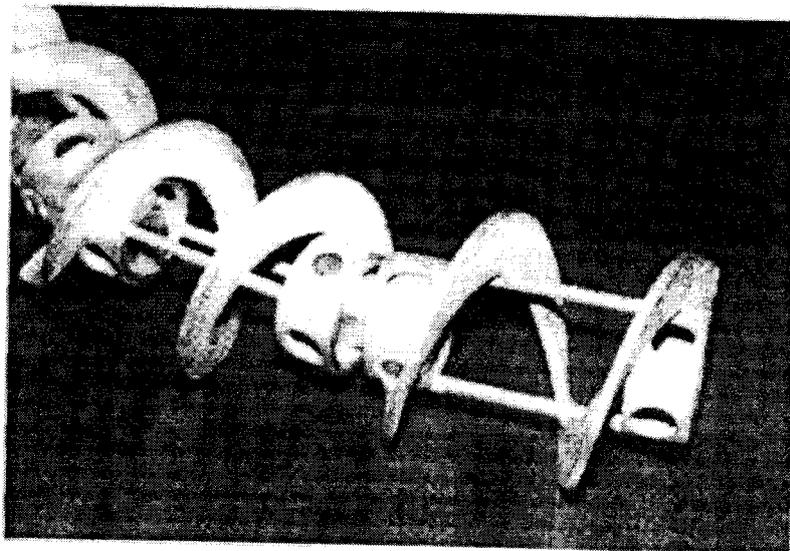


Рисунок 4.8 – Гвинтовий секційний робочий орган конвеєра

4.4 Вплив профілювання секцій гнучкого гвинтового конвеєра на його продуктивність

Серед недоліків роботи циліндричних гвинтових гнучких конвеєрів є те, що під час транспортування вантажів на криволінійних трасах кінці кожної секції зискоблюють внутрішню поверхню гнучких рукавів, що спричиняє їх швидке зношування, збільшення споживання енергії та забруднення транспортного матеріалу.

За даними досліджень [34] встановлено, що у ГГК з профільованими секціями підвищується довговічність рукава на 65-75 %, а ресурс роботи збільшується в 4,7-5,3 рази порівняно з існуючими суцільними робочими органами.

Отримано аналітичну залежність для визначення продуктивності ГГК із циліндричними секціями. Продуктивність гнучкого гвинтового конвеєра при

відомій об'ємній вазі вантажу визначається наступними залежностями:

$$Q_{\gamma} = \gamma_g \cdot Q \quad (4.10)$$

де γ_g - об'ємна вага матеріалу, кг/м³;

Q - продуктивність конвеєра, м³/год.

Продуктивність можна визначити за залежністю:

$$Q = K_n \cdot F_p \cdot V_a \quad (4.11)$$

де K_n - коефіцієнт пропорційності;

F_p - робоча площа поперечного перерізу шнека, мм²;

V_a - середня осьова швидкість руху матеріалу, м/с.

Розрахункова схема взаємодії секції гнучкого гвинтового конвеєра з гнучким кожухом для перевезення вантажів по криволінійних трасах представлена на рис. 4.9. При цьому робота транспортно-технологічної системи залежить від радіуса кривини гнучкого кожуха R_k , внутрішнього діаметра гнучкого кожуха D_R , геометричних параметрів гвинтової секції (довжина L), максимального радіуса в медіальному перерізі секції R_2 (діаметр перерізу в торцевій частині секції R_2). Оскільки для транспортування сипких вантажів достатньо одного витка шнека на один секційний орган, то визначення продуктивності проведено за один виток.

Втрати продуктивності конвеєра порівняно з конвеєрами, в яких не проводилось профілювання секцій витків ГТК, визначаються за залежністю:

$$\Delta Q_{\gamma} = \gamma_g \cdot \psi \cdot \alpha \frac{T \cdot T'}{2 \cdot (T + T')} \omega \left(\pi R_1^2 - \left(\pi \left(\frac{1}{3} (R_1 - R_2)^2 + R_2 (R_1 - R_2) - R_2^2 \right) \right) \right) \quad (4.12)$$

де ψ - поправочний коефіцієнт, що враховує умови транспортування;

z - величина зазору між кожухом і зовнішньою поверхнею секції шнека в торцевій її частині, мм;

T, T' - відповідно крок шнека та траєкторії руху потоку вантажу, мм;

ω - кутова швидкість шнека, 1/с.

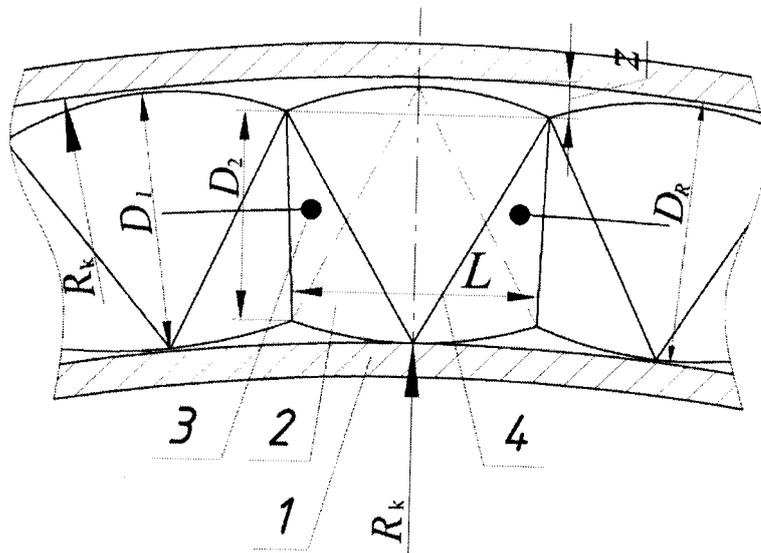


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема взаємодії секції гнучкого конвеєра з гнучким кожухом: 1 - гвинтовий кожух; 2 - секція гнучкого гвинтового конвеєра; 3 - шарнірне з'єднання сусідніх секцій; 4 - подаючий виток

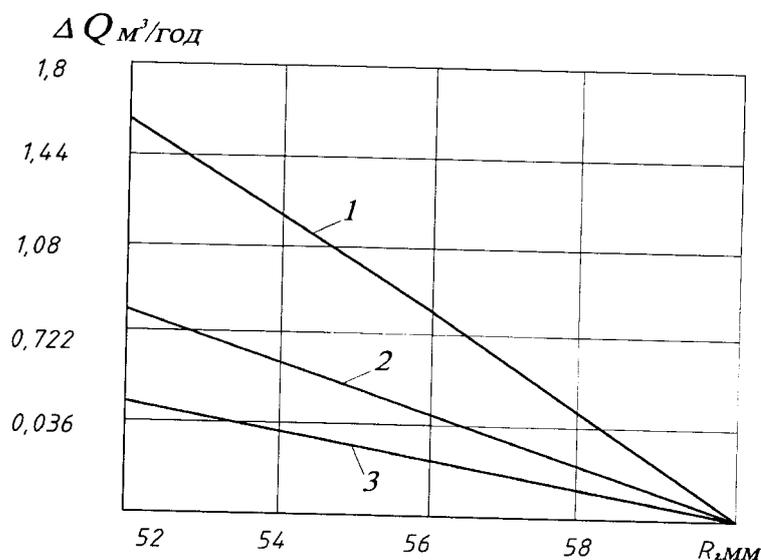


Рисунок 4.10 – Графік залежності втрат продуктивності гвинтового конвеєра від радіуса витка в торцевій частині шнека ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R_l=60\text{мм}$, $T=40\text{мм}$; 1 – $\omega=40\text{с}^{-1}$; 2 – $\omega=20\text{с}^{-1}$; 3 – $\omega=10\text{с}^{-1}$)

В результаті досліджень встановлено, що втрати продуктивності зростають, коли діаметр торцевої поверхні секційного шнека стає меншим в діапазоні від 7,5 до 1 мм. На рис. 4.10 зображено графіки втрати продуктивності ГГК від радіуса витка в торцевій частині з постійним медіальним перерізом $R_l = 60$ мм для різних

режимів роботи.

З рис. 4.10 видно, що при зменшенні радіуса секції витка в торцевій частині порівняно з радіусом в медіальному перерізі продуктивність ГТК знижується до 1,5 м³/год, однак при цьому поліпшуються умови роботи ГТК.

На рис. 4.11 наведено графічні залежності продуктивності ГТК від частоти обертання шнека для такого сипкого матеріалу, як пшениця.

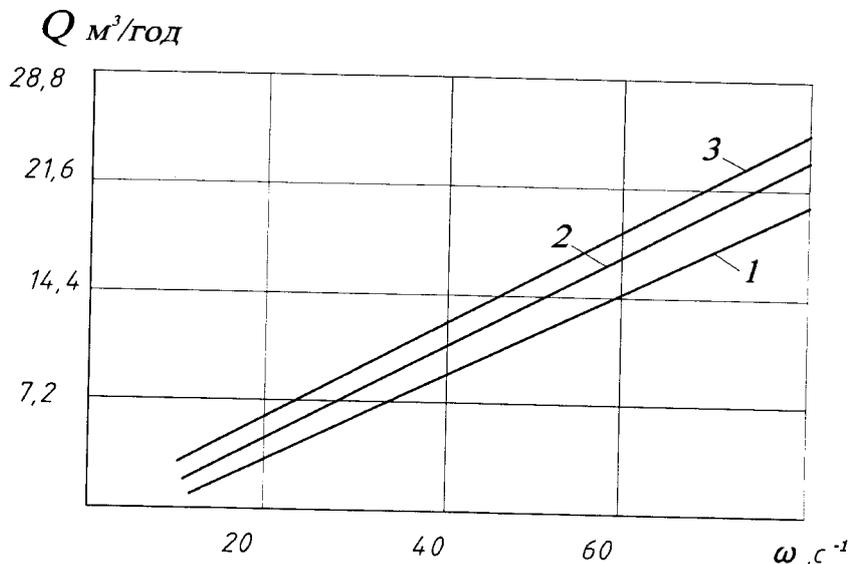


Рисунок 4.11 – Графік залежності продуктивності від частоти обертання шнека ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R_1=60$ мм, $R_2=50$ мм, 1 – $T=40$ мм; 2 – $T=50$ мм; 3 – $T=60$ мм)

З графіка видно, що продуктивність ГТК для визначених параметрів збільшується до 7,5- 22 т/год із збільшенням кутової швидкості та кроку шнека.

На рис. 4.12 представлено залежність продуктивності ГТК від радіуса торцевої частини секції шнека та величини її кроку при постійному радіусі в медіальному перерізі секції, що становить $R_1=60$ мм.

З рис. 4.12 видно, що при зменшенні радіуса торцевої частини секції в діапазоні 58-48 мм, продуктивність ГТК зменшується на 3-3,5 т/год, а при збільшенні кроку – вона збільшується. Також при наближенні радіуса торцевої частини шнека до радіуса кожуха продуктивність збільшується, але при цьому погіршуються умови роботи ГТК. Тому рекомендовано, щоб ці радіуси відрізнялися в межах 2-4 мм

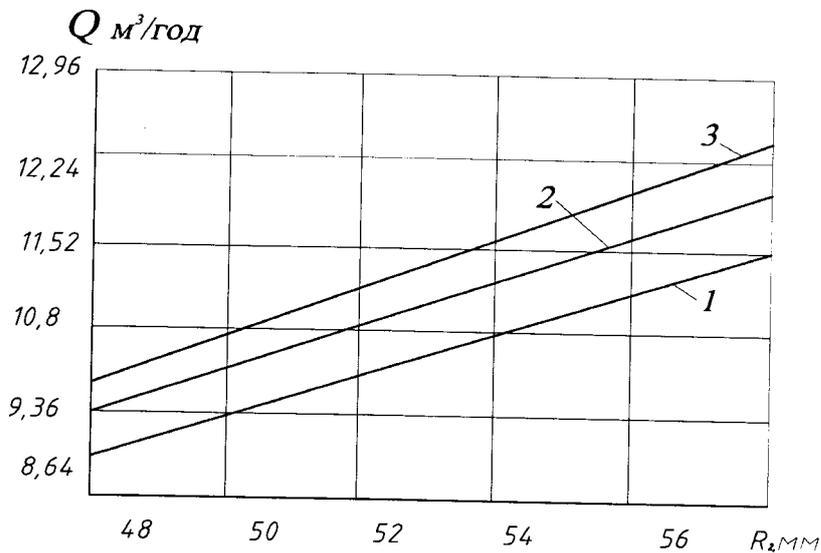


Рисунок 4.12 – Графік залежності продуктивності ГГК від радіуса в торцевій частині ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R_1=60$ мм, $\omega=40$ с-1; 1 – $T=37$ мм; 2 – $T=40$ мм; 3 – $T=42$ мм)

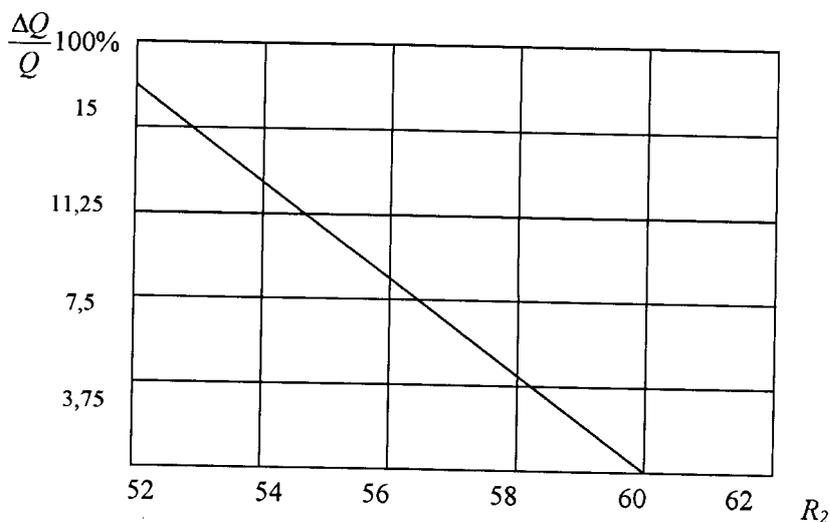


Рисунок 4.13 – Залежність втрат у відсотках продуктивності ГГК процесів профілювання секцій від радіуса шнека в торцевій частині ($\psi=0,9$; $\alpha=0,8$; $R_1=60$ мм; $T=40$ мм; $\omega=40$ с-1)

На рис. 4.13 зображено графік залежності втрат продуктивності у відсотках для ГГК з профілюваними секціями від радіуса шнека в торцевій частині при постійному радіусі в медіальному перерізі.

З графіка видно, що продуктивність зростає зі збільшенням радіуса секцій ГГК в торцевій частині порівняно з радіусом в медіальному перерізі, однак при

цьому погіршуються умови роботи, знижується надійність і довговічність гнучких рукавів.

На рис. 4.14 представлено ГГК під час роботи на току з завантаженням автомобіля продуктивністю 25 т/год пшениці.

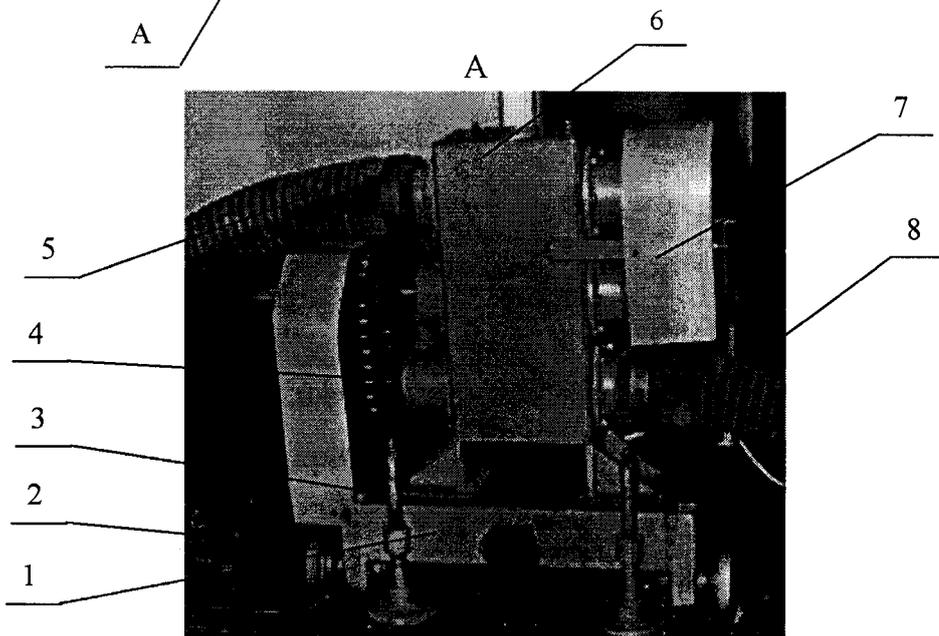
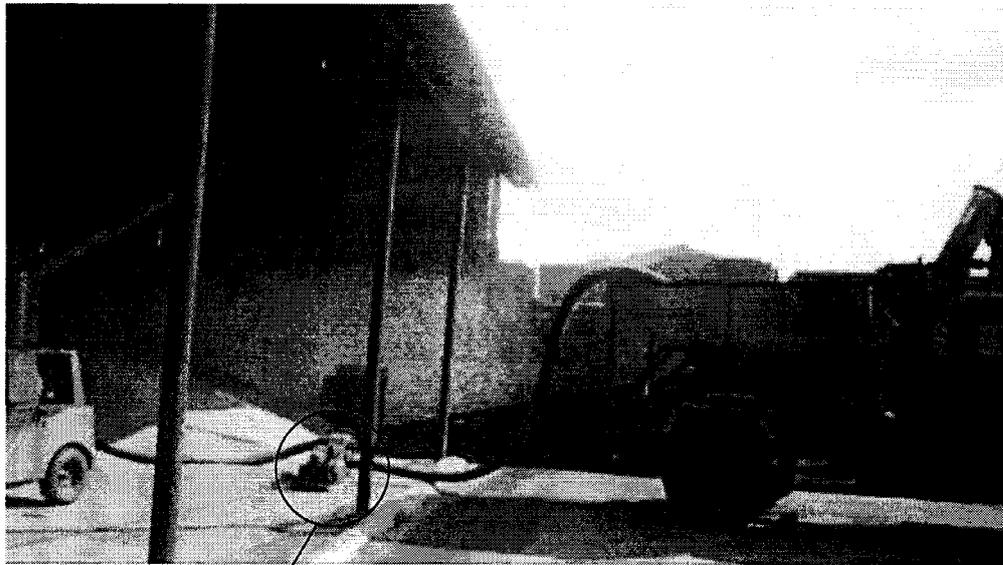


Рисунок 4.14 – Використання гнучкого гвинтового конвеєра для завантаження автомобіля зерном: 1 - рама; 2 - опорні колеса; 3 - опори; 4 - привід вивантажувальної гнучкої секції; 5 - завантажувальна гнучка гвинтова секція; 6 - пересипний корпус; 7 - захисний кожух привода; 8 - вивантажувальний гнучкий гвинтовий рукав

Зв.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ

Лист
101

Гнучкий гвинтовий конвеєр з пересипом [11] призначений для завантаження та розвантаження усіх видів сипких матеріалів на криволінійних трасах: пшениця, цемент, пісок, комбікорм, зерно, сіль, мука та інші.

Коротка технічна характеристика гнучкого гвинтового конвеєра, зображеного на рис. 4.14:

- довжина транспортування - 12 м;
- продуктивність до 20 т/год;
- внутрішній діаметр кожуха 2 100 мм;
- привід від електродвигуна, або вала відбору потужності трактора - 1,5 кВт;
- кількість обертів робочого органу - 500 об/хв.

4.5 Контрольний пристрій для вимірювання параметрів шнеків

Конструкція присторою для вимірювання конструктивних параметрів шнеків виконана у вигляді нижньої горизонтальної плити 1, перпендикулярно до якої посередині її довжини жорстко закріплена вертикальна стійка 2 з наскрізним квадратним отвором 3, бічна поверхня якого є більшою за зовнішній діаметр шнека 4. У нижній частині наскрізного квадратного отвору паралельно до плити 1 жорстко закріплена нижня опора шнека 5 з радіальним заокругленням, що дорівнює найменшому радіусу шнека, параметри якого потрібно замірити. Лівим кінцем нижню опору 5 жорстко закріплено на вертикальній стійці 2, а правим – на вертикальній направляючій 6.

У верхній частині над прямокутним наскрізним отвором 3 вертикальної стійки 2, з протилежного боку нижньої опори шнека 5 виконано верхню опору шнека 7 аналогічної форми. Правий кінець верхньої опори шнека 7 жорстко з'єднаний з вертикальною направляючою 6, а лівий – з Г-подібним кронштейном 8, який може вільно переміщуватись в Т-подібному пазу 9 вертикальної стійки 2. Верхня шнекова опора 7 жорстко закріплена з обох кінців фіксуючими елементами 10 і 11 до вертикальної стійки 2 та вертикальної направляючої 6 таким

...ном, щоб вона могла переміщуватись в осьовому напрямку.

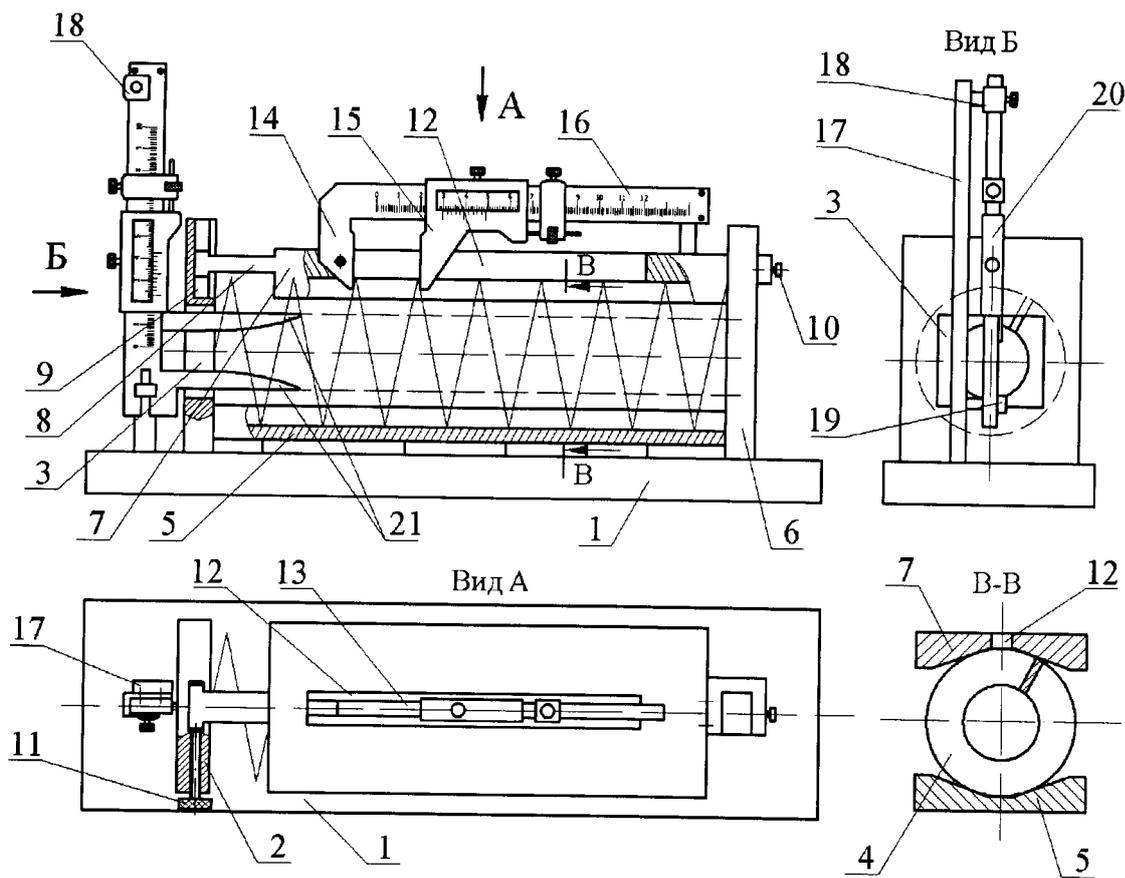


Рисунок 4.15 – Контрольний пристрій для вимірювання параметрів шнеків

Верхня шнекова опора 7 містить в центрі її довжини наскрізний паз 12, в який встановлено штангенциркуль 13, ліву губку 14, яка жорстко закріплена на лівому кінці наскрізного паза 12. Права губка 15 прикріплена до штанги 16 з можливістю осьового переміщення. На штангу 16 нанесено ноніусну шкалу, а до правого її кінця прикріплена фіксуюча рамка 17, оснащена гвинтом 18.

Стрілка 19 жорстко закріплена поруч з Т-подібним пазом до Г-подібного кронштейна 8.

З лівої сторони вертикальної стійки 2 з двох сторін від прямокутного наскрізного отвору 3 прикріплено дві вертикальні направляючі 21, на які встановлено кронштейни 22 для міцної фіксації штангенциркуля 23 з губками 24 для вимірювання внутрішнього діаметра шнека 4. Штангенциркуль 23 встановлений горизонтально, а довжина губок 24 є більшою двох кроків шнека 4.

4.6 Висновки до розділу 4

1. Представлено методику відпрацювання робочих органів гнучких гвинтових секцій конвеєра на технологічність конструкції, яка забезпечує мінімальний радіус згину транспортного шляху довжиною 1 м.

2. Запропоновано методику проектування пристрою для складання секцій РО ГГК з використанням розрахунку розмірного ланцюга і визначення розмірів проміжних і кінцевої ланок та значень їх допусків.

3. Розроблено методику профілювання секцій РО ГГК шляхом виведення аналітичних залежностей для розрахунку витрат продуктивності ГГК, які становлять 2-5%, однак при цьому підвищується довговічність гумового рукава і зменшуються енерговитрати та забруднення матеріалів, що транспортуються, залишками гуми з гнучких рукавів.

4. Представлено конструкцію вимірювальних приладів, які можуть одночасно вимірювати параметри конструкції, такі як зовнішній діаметр, внутрішній діаметр, крок і величини підйому гвинтової лінії.

5. Спроектовано та виготовлено стенд для дослідження характеристик ГГК, що забезпечує продуктивність до 25 т/год з довжиною транспортного шляху 12 м, внутрішнім діаметром робочого органу 0,1 м та швидкістю обробки робочого органу 500 об/хв.

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		104

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У даній роботі представлено теоретичне узагальнення та вирішення наукового завдання, яке полягає у розробці високоефективних технологічних процесів для виготовлення секцій РО ГГК, які працюють на криволінійних трасах та характеризується поліпшеними експлуатаційними властивостями. Завдання вирішене шляхом виведення аналітичних залежностей, що дозволяють визначити конструктивні, силові та технологічні параметри секційних РО ГГК, а також досліджено запропоновану динамічну модель проточування та профілювання секцій РО ГГК, що дає можливість визначити режими різання та допустимі напруження, які забезпечують оптимальну технологічність конструкції, раціональність процесів виготовлення секцій РО ГГК.

1. В результаті теоретичних досліджень вперше визначено величину деформації та зусилля, що виникають у кожній із обраних частин ланки секцій РО ГГК для точіння та профілювання, розраховано величину сумарного крутного моменту, що діє на секцію, з урахуванням наявної кількості стержнів та значень їх конструктивних параметрів. Зміна кута підйому середньої лінії витка шнека істотно впливає на зміну величини напружень у ньому, при цьому максимальне значення якого спостерігається при куті повороту близько 25° , а зі збільшенням діаметрів стержнів напруження у всіх елементах ланок значно зменшується. В результаті були визначені конструктивні параметри секції РО ГГК.

2. Для визначення жорсткості секцій РО ГГК під час проточування вперше отримано систему рівнянь, яка визначає величину прогину стержнів секції від дії сили різання та кута нахилу стержнів в точці впливу навантаження і кута закручування секції. Встановлено, що при збільшенні кількості стержнів від 2 до 6 і незмінній довжині секції $l = 0,12$ м кут закручування зменшується з 21° до $6,9^\circ$, а крутильна жорсткість збільшується в 3 рази.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ			
Розроб.		Санніков	<i>[Signature]</i>	25.12	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	Лім.	Лист	Листів
Перевір.		Шаповал	<i>[Signature]</i>	25.12			105	
Перічник		Шаповал	<i>[Signature]</i>	25.12		Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТМ 2023 р.		
Контр.		Васильєв	<i>[Signature]</i>	28.12				
Затв.		Орисенко	<i>[Signature]</i>	28.12				

3. На основі теорії розмірних ланцюгів проведено розмірний аналіз секцій РО ГГК, виведено рівняння номінальних розмірів з визначенням параметрів проміжних і кінцевої ланок розмірного ланцюга та значення їх допусків. Це важливо для забезпечення необхідної точності секцій і розробки технічного оснащення, необхідного для їх виготовлення. З метою дослідження точності обробки та кінцевих операцій механічної обробки й складання проведено розмірний аналіз кульових шарнірних з'єднань кожної секції РО ГГК. На основі розрахунку розмірного ланцюга записано рівняння номінальних розмірів із двома взаємно перпендикулярними нерухомими елементами, визначено параметри проміжних і кінцевих ланок та значення їх допуски. Залежно від даних параметрів рекомендуються режими кінцевих операцій механічної обробки для виготовлення з'єднувальних елементів секцій гнучкого конвеєра.

4. Розроблено динамічну модель технологічного процесу проточування та профілювання секцій РО ГГК, основними технологічними елементами, що забезпечують точність обробки, є режими різання, а саме глибина та подача, які варто вибирати мінімально можливими ($t=0,8-1,5$ мм, $S=0,15-0,25$ мм/об), що зменшує ударні навантаження на різець та покращує тривалу стійкість інструменту. Товщина смуги шнека ($H_0=2-5$ мм) істотно впливає на збільшення швидкості $V=80-100$ м/хв.

5. Спроековано та виготовлено секції гнучких гвинтових робочих органів зовнішнім діаметром 100 мм і довжиною секції $l = 0,12$ м, а також технічне обладнання для складання та зварювання секцій, стенд для дослідження конструктивних параметрів у процесі профілювання. Дослідження проводилися на спеціально сконструйованому гнучкому гвинтовому конвеєрі. Особливості стенду для дослідження: продуктивність до 25 т/год, довжина транспортного шляху - 12 м, внутрішній діаметр гнучкого кожуха - 100 мм, потужність електродвигуна приводу - 1,5 кВт, швидкість робочого органу - 500 об/хв. При проведенні експериментального дослідження профілювання секцій ГГК на

токарному верстаті 16К20Ф3 та дослідному обладнанні визначено вплив режимів різання та зусилля проточування на шорсткість поверхні для сталі 08кп та Ст3.

6. Досліджено вплив процесу профілювання секції РО ГГК на його продуктивність та енергоємність, виведено аналітичні залежності для визначення продуктивності секційного ГГК залежно від профілю секцій, з метою забезпечення стабільного виконання технологічного процесу перевезення без інтенсивного зносу гнучких рукавів.

7. Теоретичними та експериментальними дослідженнями встановлено обґрунтовану довжину секції РО ГГК, яка дорівнює 1,5-2 витка гвинтової спіралі (100-150 мм) товщиною 2-4 мм, шириною 20-50 мм з матеріалів сталі 08кп і Ст3. У результаті аналізу експериментальних досліджень встановлено доцільність профілювання секцій РО ГГК по зовнішньому діаметру на спеціальних оправах у два етапи: перший – чорнове оброблення самих ГГК із заданим кроком і навитих в щільний пакет на токарному верстаті 16К20Ф3 із наступними режимами різання: $V=60-70$ м/хв; $t=2,5-3$ мм; $S=0,25-0,4$ мм/об; другий етап – чистове профілювання секцій РО ГГК на спеціальній оправі з режимами різання: $V=80-100$ м/хв.; $t=0,8-1,5$ мм; $S=0,15-0,25$ мм/об та шорсткістю $Ra=1,25-6,3$.

8. На основі проведеного комплексу теоретичних та експериментальних досліджень створено конкурентоспроможні РО ГГК, раціональні технології їх виготовлення з розробкою технічного оснащення для їх складання та обробки, конструкції різального та вимірювального інструменту. Це не тільки підвищує продуктивність праці в процесі транспортування на 19-28% і покращує якість продукції, але й значно підвищує надійність і довговічність як самих РО, так і гумових гнучких рукавів і вузлів тертя конвеєра.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

2. Гевко Б.М., Лещук Р.Я. До питання профілювання секційних робочих органів гвинтових подаючих механізмів //Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком інженерна механіка), Луцький ДТУ. – Луцьк, 2003. –№ 12. – С 32-39.
3. Гевко І.Б., Новосад І.Я.,Дзюра В.О. Обґрунтування параметрів нових типів гвинтових конвеєрів// Зб. наук. пр.-, “Сільськогосподарські машини”, - Луцьк, 2005. –Вип.13. – С.60-64.
4. Гевко І.Б., Новосад І.Я. Обґрунтування параметрів гвинтового секційного соковитискача// Збірн. наукових статей, Вип. 13. “Сільськогосподарські машини”.- Луцьк, 2005. – С. 60-65.
5. Гевко І.Б., Новосад І.Я. Розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій гіперболічного шнека// Збірн. наукових пр.- Вип. 3. “Процеси механічної обробки в машинобудуванні”, Житомирський державний технологічний університет, 2006. – С.181–198.
6. Гевко І.Б., Новосад І.Я. Особливості технології виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів// Міжвузівський збірник за напрямком “Інженерна механіка”.- Луцьк, 2006.- Вип. 18. – С. 11-16.
7. Гудь В.З. Технологічне забезпечення механічного оброблення гвинтових нежорстких заготовок //Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль, 2002.- С.26-31.
8. Гудь В.З. Технологічні особливості навивання гвинтових елементів шнекових механізмів //Наукові нотатки. – Луцьк, 2002. -№ 11.- С.107-113.
9. Гудь В.З. Технологічні особливості обробки гвинтових нежорстких заготовок //Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2003.- С.421-424.

ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		Санніков	<i>[Signature]</i>	25.12
Перевір.		Шаповал	<i>[Signature]</i>	25.12
Керівник		Шаповал	<i>[Signature]</i>	25.12
Г. контр.		Васильєв	<i>[Signature]</i>	25.12
Затв.		Орисенко	<i>[Signature]</i>	28.12
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ				
			Лім.	Лист
			108	Листів
Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТМ 2023 р.				

10. Гудь В.З., Гевко І.Б., Лещук Р.Я. Технологічні особливості профілювання гвинтових заготовок //Наукові нотатки. – Луцьк, 2001.- С.72- 77.
11. Данильченко Л.М., Гевко Р.Б., Технологічне обладнання для виготовлення спіралей шнеків очисних пристроїв коренезбиральних машин // Машинознавство, 1998. - № 9/10. - С.39-41.
12. Патент № 18401 Україна МПК В65G33/26. Гвинтовий секційний карданний робочий орган/ Гевко І.Б., Новосад І.Я, Колесник О.А. - №200603924; Заявл. 10.04.2006; Опубл. 15.11.2006; Бюл. № 11. – 4с.
13. Патент № 22577 Україна МПК В65G33/26. Пристрій для зварювання секцій гіперболічного шнека/ Гевко Б.М., Новосад І.Я, Дзюра В.О. - №200603924; Заявл. 30.11.2006; Опубл. 25.04.2007; Бюл. № 5. – 6с.
14. Патент № 22781 Україна МПК G01B3/20. Контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків/ Гевко Б.М., Драган А.П., Новосад І.Я, Колесник О.А. - №200611197; Заявл. 25.12.2006; Опубл. 25.04.2007; Бюл. № 5. – 6с.
15. Патент “№ 10254 Україна МПК В65G33/16. Стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів/ Гевко І.Б., Рогатинська О.Р., Новосад І.Я., Дзюра В.О. - №200502962; Заявл. 31.03.2005; Опубл. 15.11.2005; Бюл. № 11. – 4с.
16. Патент № 7812 Україна МПК В65G33/26. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача/ Гевко І.Б., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад І.Я., Гевко І.Б. - №20041109453; Заявл. 18.11.2004; Опубл. 15.07.2005; Бюл. № 7. – 6с.
17. Патент № 10169 Україна МПК G01B3/20. Шнекомір/ Гевко І.Б., Рогатинська О.О., Новосад І.Я. - №200501474; Заявл. 17.02.2005; Опубл. 15.11.2005; Бюл. № 11. – 4с.
18. Патент № 15699 Україна МПК В23В5/00. Оправка для профілювання секцій гнучкого гвинтового робочого органу/ Новосад І.Я. - №200600105; Заявл. 03.01.2006; Опубл. 17.07.2006; Бюл. № 7. – 4с.
19. Патент №23331 Україна МПК В21Н3/00. Спосіб виготовлення гвинтових гофрованих заготовок/ Гевко І.Б., Гевко Б.М., Дячун А.Є., Драган А.П., Новосад І.Я.

- № 200611180; Заявл. 23.10.2006; Опубл. 25.05.2007; Бюл. №7. – 4с.

20. Душинський В.В. Основи наукових досліджень// К.: - 2000. – 405с.

21. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: Автореф. дис...канд.тех.наук: - Львів, 2004. - 12с.

22. Лещук Р.Я. Дослідження профілювання гвинтових робочих органів транспортно-технологічних машин//Сільськогосподарські машини збірник наукових статей ЛДТУ, Вип. 10. – Луцьк, 2002. - С. 146-153.

23. Медвідь М.М., Шабайкович В.А. Теоретичні основи технології машинобудування// Л.: Вища школа. - 1976. – 300с.

24. Надійність сільськогосподарської техніки// за редакц. Черкуна В.Ю - К.: Урожай. – 1998. – 208с.

25. Новосад І.Я. До питання розрахунку гвинтового секційного конвеєра// Науковий вісник Національного аграрного університету, Вип. 92/2. Частина 2. К.: - 2005. – С. 140-143.

26. Патент №23332 Україна МПК G01B3/20. Пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків/ Гевко Р.Б., Гевко І.Б., Драган А.П., Новосад І.Я. - №200611197; Заявл. 23.10.2006; Опубл. 25.05.2007; Бюл. №7. – 4с.

27. Новосад І.Я. Особливості технології виготовлення секцій гнучкого гвинтового конвеєра // Природничі та гуманітарні науки, Матеріали десятої студентської науково-технічної конференції ТДТУ ім. І.Пулюя: – Тернопіль, 2006.

28. Новосад І.Я. Вибір режимів різання при обточуванні секцій гнучкого гвинтового конвеєра// Вісник Тернопільського державного технічного університету. – № 3. – 2006. – С. 58 - 62.

29. Новосад І.Я. Особливості технології виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів// Наукові нотатки. – Луцьк, 2006. – С.249 -256.

30. Новосад І.Я., Свідовий А.Б. Розмірний аналіз технологічного процесу виготовлення секцій гнучкого гіперболічного шнека//Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра

Василенка. Вип. 44. "Механізація сільськогосподарського виробництва", Т. 1. – Харків, 2006. – С. 192 - 198.

31. Клендій М.І., Новосад І.Я. До питання профілювання секцій гнучкого гвинтового конвеєра. Житомирський державний технологічний університет "Процеси механічної обробки в машинобудуванні"// Збір. наукових праць, Вип. 4. – Житомер, 2006. –С.136 - 143.

32. Петраков Ю.В. Теорія автоматичного управління// К.: - 1999. - 212с.

33. Петраков Ю.В., Сімута Р.Р., Субін А.А. //Технологія автоматизованого управління. Інтерактивний підручник. – К.: НТУУ „КПІ”, 2004.

34. Пилипець М.І. Дослідження процесу навивання ребристих профілів. – Львів: Машинознавство, 1998. – №9-10. – С. 36-38.

35. Петрина Ю.Д., Жидаська О.Л. Технологічні шляхи забезпечення надійності та ефективності роботи захисної втулки електропривід від центрових насосів//Вісник Національного університету "Львівська політехніка" "Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль", – Львів, 2002. – С.60-69.

36. Пилипець М.І., Гевко І.Б., Комар Р.В., Технологія виготовлення гвинтових деталей різних типорозмірів //Сільськогосподарські машини. Збір. наукових статей, ЛДТУ, Вип. 7. – Луцьк, 2000. - С.120-127.

37. Павлова І.О.Обґрунтування параметрів шарнірного РО ГГК: Автореф. канд.тех.наук, – Луцьк, 2006. – 12с.

38. Рогатинський Р.М. Дослідження напружено-деформівного стану гвинтових робочих органів //Вісник національного аграрного університету. Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування, 1997. Т.1. - С. 34 – 39.

39. Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Данильченко Л.Н. Технологічні основи холодного навивання рифів гвинтових очисників // Тези доповідей Міжнар. практ. конф. "Проблеми и перспективы создания новой свеклоуборочной техники".– Вінниця, 1996. - С. 97-99.

40. Руденко П. О. Підвищення якості відновлення деталей машин // К.: Вища

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ

Лист

111

школа. – 1994.

41. Руденко П.О. Проектування технологічних процесів в машинобудуванні // К.: Вища школа. – 1993. - 413с.

42. Стойко І.І. Вібрування технологічної системи і її вплив на технологічний процес оброблення криволінійних осей // Вісник сільського господарства, ХНУСГ, –Харків, 2003. Вип.21.

43. Сідашко О.І. та інші // Ремонт машин. – К.: Урожай. - 1994.

44. Якімов О.В., Марчук В.І., Лінчевський П.А., Якімов О.О., Лацин В.М. Технологія машино та приладобудування// Луцьк ,2005. –712 с.

45. Alrrlid B. Cutting Temperature Thermoelectrical measurments. Annals of the C. J. R. P. Vol. XVII. Paris, 1969.

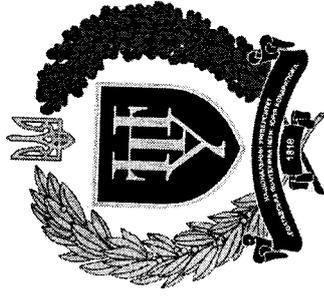
46. Dinglinger I. Neue Erfahrungen mit Tieflochbohrwerkzeugen. — «Werkstattstechnik und Maschinenbau», 1955, Н. 88. N VIII. № 4, 49—155.

47. Krdmengtr H., Ullrich M.:Untersuchungen fn oinem Schaeckenverbampfer. Chem. Ing.-Techn., 1970.- s. 1 - 9.

					ГММ 602-МММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		112

ДОДАТКИ

					ГММ 602-мММ 016-00.00.000 ПЗ	Лист
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		113



**КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ
ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»**

**ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО
КОНВЕЄРА НА ОСНОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙ
РОБОЧОГО ОРГАНУ**

133 – Галузеве машинобудування

Здобувач вищої освіти
602-МММ групи: Санніков Д.М.

Керівник: к.т.н., доцент Шаповал М.В.

Полтава - 2023

МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення експлуатаційних характеристик ГГК, її довговічності та надійності технічними засобами. Для досягнення цієї мети поставлені наступні завдання:

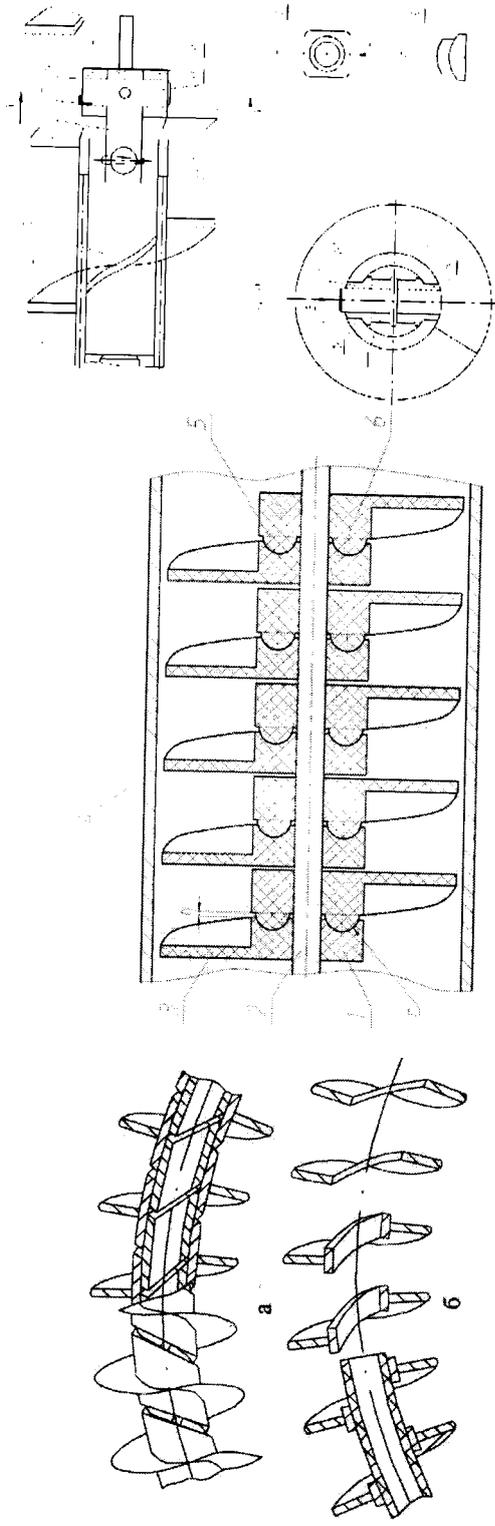
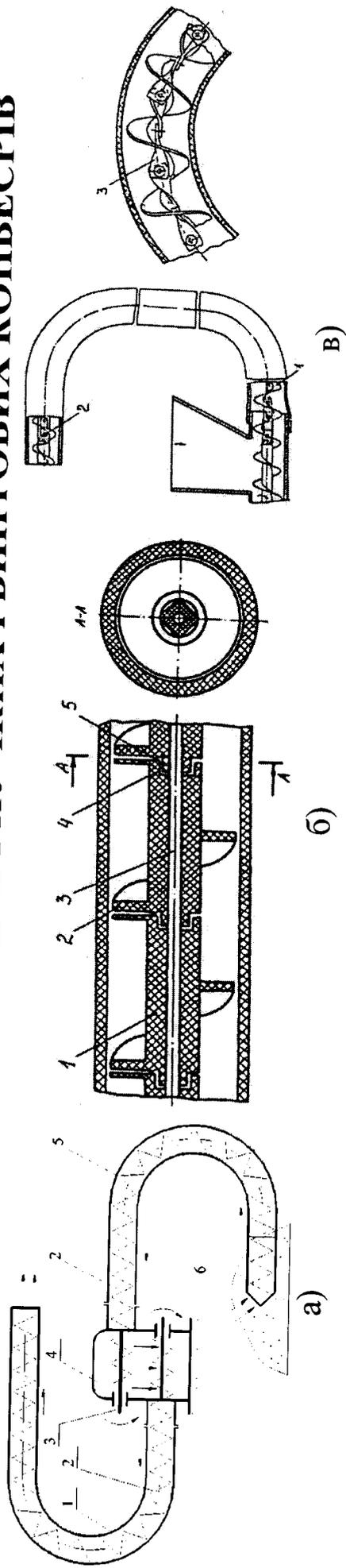
- проведення аналізу будови і технології виготовлення робочих органів ГГК, перевірка їх технологічності і на цій основі вдосконалити технологію їх виготовлення;
- визначення параметрів проміжних і замикаючих ланок розмірного ланцюга та значень допусків із рекомендацією фінішних процедур механічного оброблення для проведення розмірного аналізу технологічного процесу виготовлення деталей і складання шарнірних з'єднань секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра;
- теоретичне обґрунтування жорсткості секцій ділянки робочого органу гнучкого шнекового конвеєра при проточуванні;
- розроблення динамічної моделі технологічного процесу проточування та профілювання секцій РО ГГК, урахуваючи варіанти навантаження, режимів роботи та жорсткості секцій;
- виведення аналітичних залежностей для визначення стійкості різця в процесі точіння та профілювання гвинтових секцій робочого органу по відношенню до ударного процесу різання гвинтового елемента;
- розробка та виготовлення функціонально можливих зразків секцій РО ГГК, технічного обладнання, різального та вимірювального інструменту, стенду для дослідження властивостей профільних секцій РО ГГК;
- проведення багаторазових експериментальних досліджень для формування практичних рекомендацій щодо вибору прогресивних режимів різання, обладнання для їх виготовлення, різального та вимірювального інструменту;
- розроблення методики проектування технологічних процесів та обладнання для виготовлення секцій РО ГГК необхідного профілю.

ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єкт дослідження – технологічний процес виготовлення секційних робочих органів ГГК.

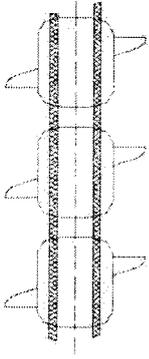
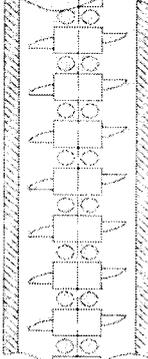
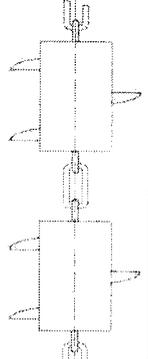
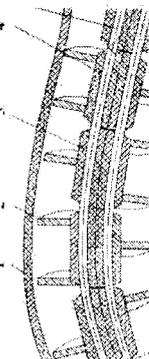
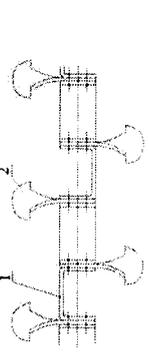
Предмет дослідження – секційні робочі органи гнучкого гвинтового конвеєра.

СЕКЦІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ І ВИГНУТИХ КОНВЕЄРІВ



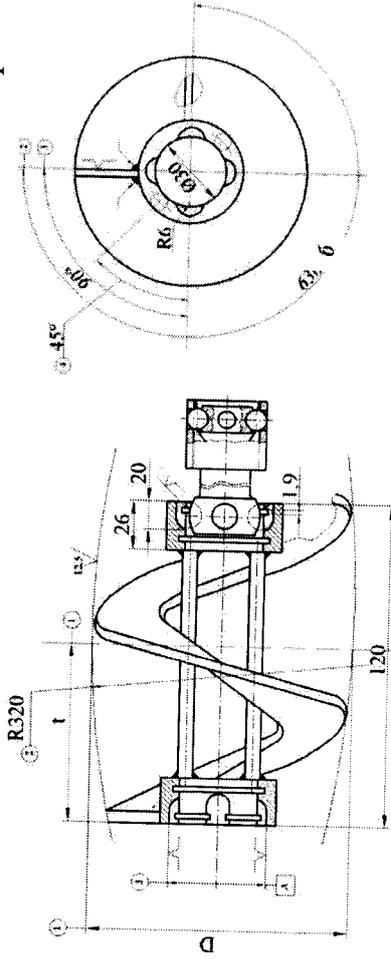
Принципові схеми: а) двомагістрального гвинтового перевантажувального механізму ; б) гвинтовий перевантажувальний механізм з секційним гнучким валом ; в) гнучкі робочі органи з горизонтально-несучою (а) і вертикально-технологічними (б) спіралями; г) робочий орган модульного гвинтового агрегату; д) робочий орган модульного гвинтового агрегату; е) робочий орган гвинтового конвеєра

КОНСТРУКТОРСЬКІ ОСОБЛИВОСТІ СЕКЦІЙНИХ І ГНУЧКИХ І ВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СГГК

№ п/п	Гнучкий робочий орган	Конструктивна схема	Недоліки
1	Спиральний з несучим гнучким валом		Складність при ремонті та мала навантажувальна здатність
2	Секційний з пластмасовими втулками		Низька навантажувальна здатність
3	Секційний з ланцюговим з'єднанням		Низька навантажувальна здатність
4	Секційний з направляючими тросами		Низька навантажувальна здатність
5	Спиральний з П-подібними пластинами		Низький ресурс роботи, низька крутильна жорсткість

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОГОТУВАННЯ І ПРОФІЛЮВАННЯ СЕКЦІЙ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕРСІВ

Секції робочого органу гнучкого гвинтового конвєрса



Кутова деформація (поворот) протилежних перерізів

$$\Delta\psi = \Delta\Omega_1 \sin \alpha + \frac{\Delta\Omega_3}{2 \cos \alpha},$$

α - кут піднімання гвинтової лінії;

$\Delta\Omega_1$ - зміна кручення гвинтової поверхні шнека;

$\Delta\Omega_3$ - зміна кривини гвинтової поверхні шнека.

$$\Delta\Omega_1 = \frac{M_1 l_c}{GJ_p}; \Delta\Omega_3 = \frac{M_3 l_c}{EJ_x}; l_c = \frac{l}{\sin \alpha},$$

де E, G - пружні сталі матеріалу шнекової стрічки або смуги;

J_x, J_p - відповідно осьовий та полярний моменти інерції перерізів шнекового полотна;

l_c - довжина середньої лінії витка шнека на довжині ланки;

M_1, M_3 - відповідно згинний момент гвинтової поверхні шнека і момент кривини гвинтової поверхні шнека.

Силові величини

$$M_1 = PR_0 \cos \alpha + T \sin \alpha;$$

$$M_3 = T \cos \alpha - PR_0 \sin \alpha,$$

де T - крутний момент;

P - осьова сила;

R_0 - радіус середньої лінії спіралі шнека.

$$\Delta\psi = \frac{T \left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l_c}{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}$$

Величина крутного моменту

$$T = \frac{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l_c} \Delta\psi,$$

Осьове зусилля, яке з'являється внаслідок постійної довжини ланки та зумовлює стискування стержнів

$$P = \frac{T \sin \alpha \cos \alpha \left(\frac{1}{EJ_x} - \frac{1}{GJ_p} \right)}{\left(\frac{\cos^2 \alpha}{GJ_p} + \frac{\sin^2 \alpha}{EJ_x} \right) R_0}$$

Крутний момент

$$T_{c1} = \frac{GJ_{pc}}{l} \Delta\psi,$$

де J_{pc} - полярний момент інерції стержня, $J_{pc} = \frac{\pi d^4}{32}$.

Згинальний момент у стержні

$$M_c = \frac{Ql}{2}$$

Внаслідок прогину стержня протилежні ступиці ланки повертаються на той же кут $\Delta\psi$

$$\Delta\psi = \frac{2y}{R},$$

де R - радіус кола, яке проходить через центри перерізів стержнів, у місці прикріплення їх до ступиці, мм.

Відповідно крутний момент від згину стержнів до проточування

$$T_{c2} = QR,$$

$$T_{c2} = \frac{12EJ_{xc}R^2}{l^3} \Delta\psi$$

Загальний крутний момент, що діє на секцію при обробці за зовнішнім діаметром

$$T_{\Sigma} = \left[\frac{EJ_x \cos^2 \alpha + GJ_p \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) l^3} + \left(\frac{GJ_{pc}}{l} + \frac{12EJ_{xc}R^2}{l^3} \right) n \Delta\psi \right]$$

Напруження згину в стержні діаметром d

$$\sigma_c = \frac{M_c}{W_{xc}} = \frac{6EJ_{xc}R}{W_{xc}l^2} \Delta\psi = \frac{3EdR}{l^2} \Delta\psi$$

Напруження кручення у стержні

$$\tau_c = \frac{T_{c1}}{W_{pc}} = \frac{GJ_{pc}}{W_{pc}l} \Delta\psi = \frac{Gd}{2l} \Delta\psi$$

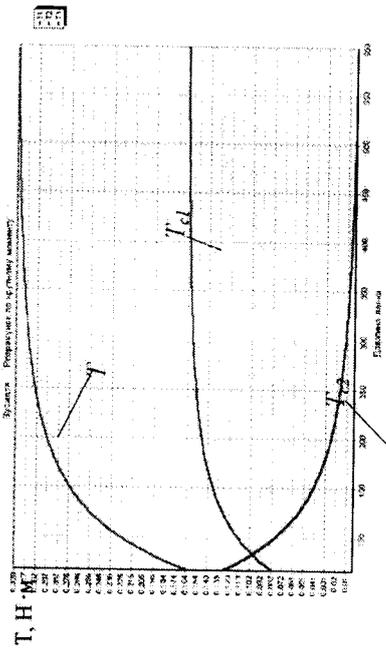
Напруження згину стрічки шнека

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_x} = \frac{Eh^2 \cos^2 \alpha + Gb^2 + h^2 \sin^2 \alpha}{2 \sin^2 \alpha + 1/h} \sin \alpha \cos \alpha \Delta\psi \leq \sigma$$

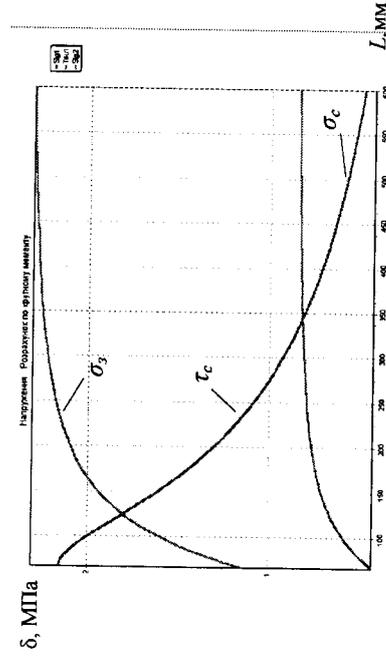
Оцінку міцності стержня в процесі точіння можна провести за третім положенням теорії міцності

$$\sigma = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_c^2} \leq \sigma_c$$

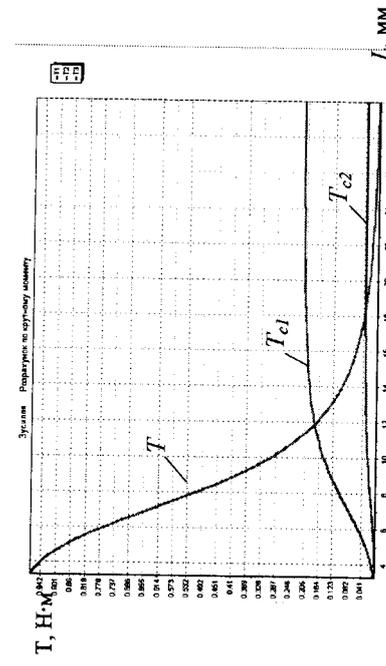
ЗАЛЕЖНОСТІ СКЛАДОВИХ КРУТНОГО МОМЕНТУ ТА НАПРУЖЕНЬ ТА НАПРУЖЕНЬ ПІД ЧАС ТОЧІННЯ СЕКЦІЙ РО ГГК ЗАЛЕЖНО ВІД ШИРИНИ СМУГИ І ШНЕКА.



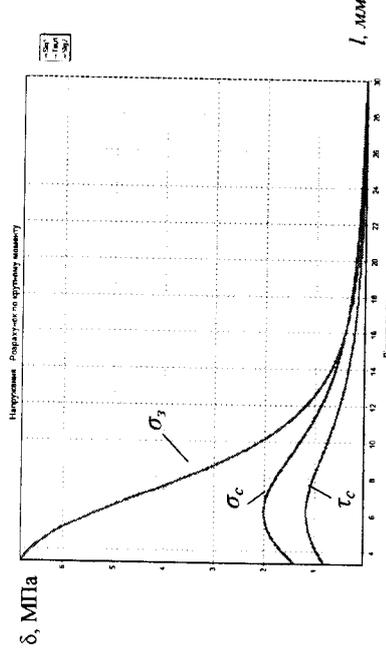
Залежність складових крутного моменту від довжини ланки



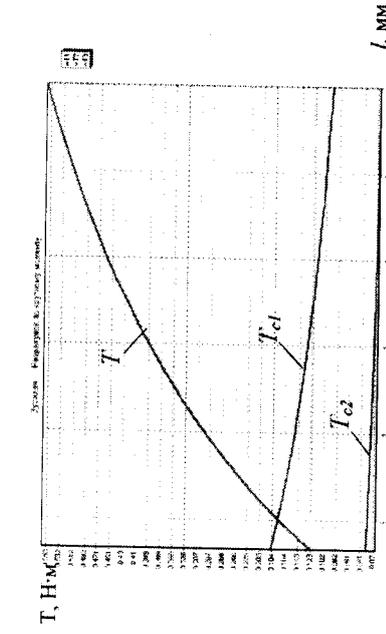
Залежність напруження у ланці від її довжини



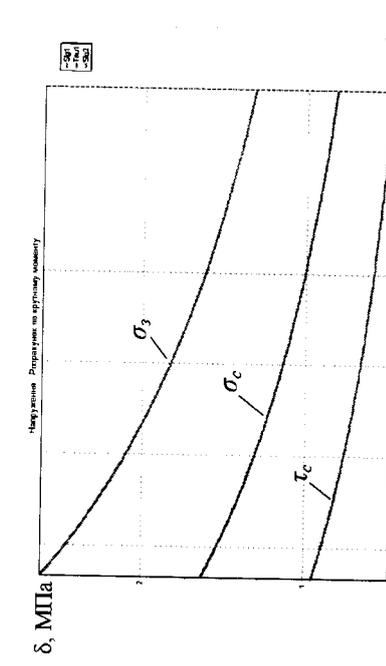
Залежність складових крутного моменту від діаметра стержня



Залежність напруження у ланці від діаметра стержня

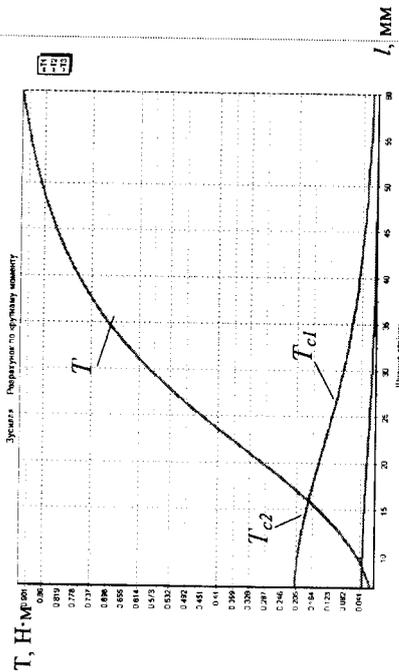


Залежність складових крутного моменту від товщини смуги шнека

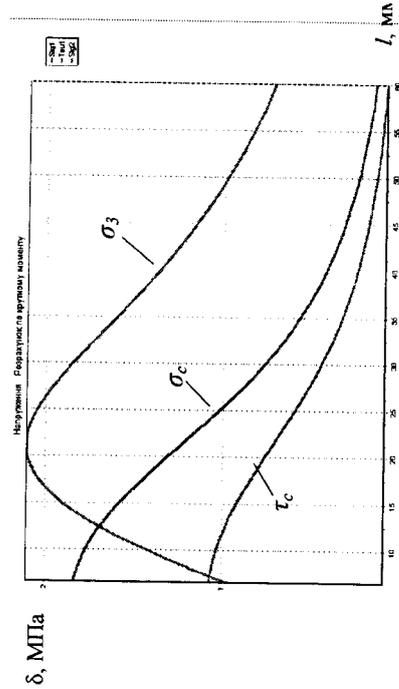


Залежність напруження у ланці від товщини смуги шнека

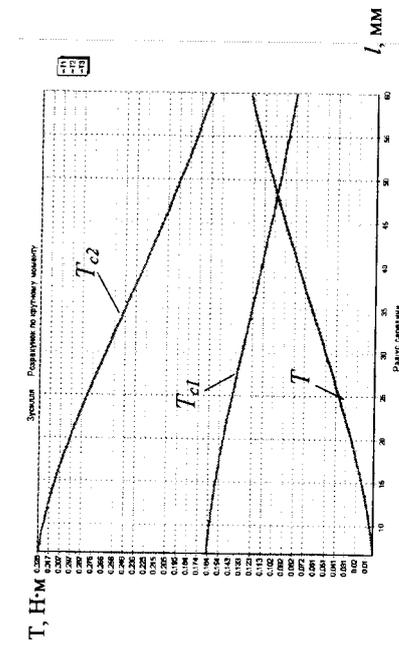
ЗАЛЕЖНОСТІ СКЛАДОВИХ КРУТНОГО МОМЕНТУ ТА НАПРУЖЕНЬ ПІД ЧАС ТОЧННЯ СЕКЦІЙ РО ГГК ЗАЛЕЖНО ВІД ШИРИНИ СМУГИ ШНЕКА.



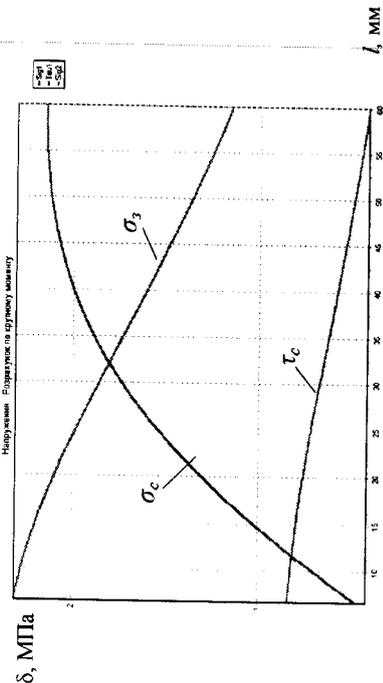
Залежність складових крутного моменту від ширини смуги шнека



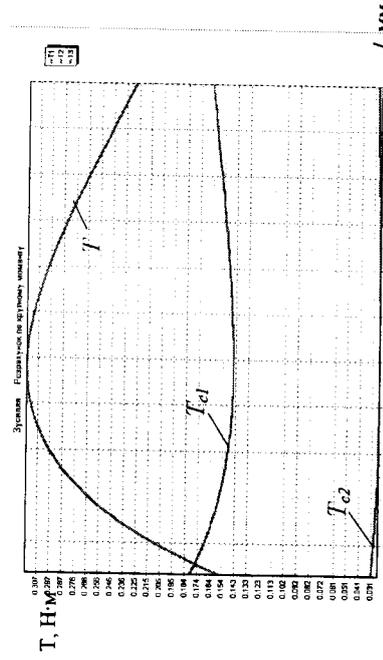
Залежність напруження у ланці від ширини смуги шнека



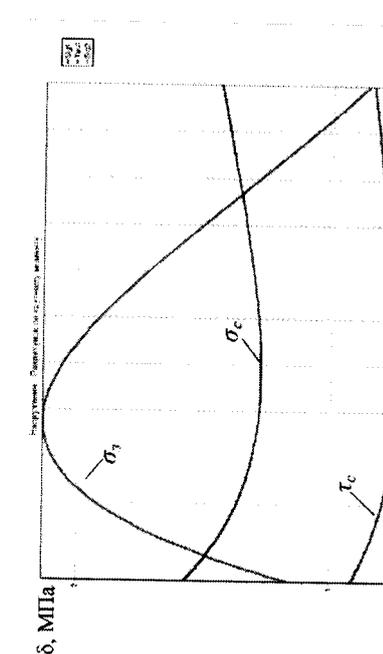
Залежність складових крутного моменту від радіуса установки стяжних стержнів



Залежність напруження у ланці від радіуса установки стяжних стержнів

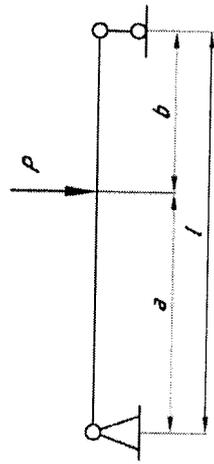
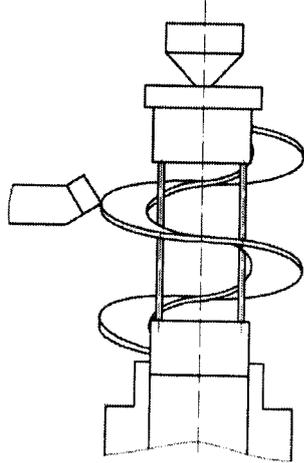


Залежність складових крутного моменту від кута піднімання витка шнека



Залежність напруження у ланці від кута піднімання витка шнека

ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО КОНВЕЄРА В ПРОЦЕСІ ЇЇ ПРОТОЧУВАННЯ



Сила, яка викликає пружні деформації в секції, виникає за рахунок складової сили різання в процесі проточування

$$P = C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot f^{0,75} \cdot K_z,$$

де C_{pz} – коефіцієнт, що враховує ширину витка спіралі;
 v – швидкість різання, м/с;

s – значення подачі на оберт, мм/об;

l – глибина різання, мм;

K_z – коефіцієнт, що залежить від товщини спіралі по зовнішній крайці.

Відповідно напруження зрізу від деформуючої сили

$$\tau_p = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot f^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3}{0,7k\pi d}$$

Відповідно до представленої розрахункової схеми виведено залежність для визначення кута нахилу поперечного перерізу стержня

$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b(b-a)}{3n \cdot l \cdot E \cdot I}$$

де n – кількість з'єднувальних стержнів у секції;

E – модуль пружності матеріалу стержня, МПа;

I – осьовий момент інерції з'єднувального стержня, мм⁴

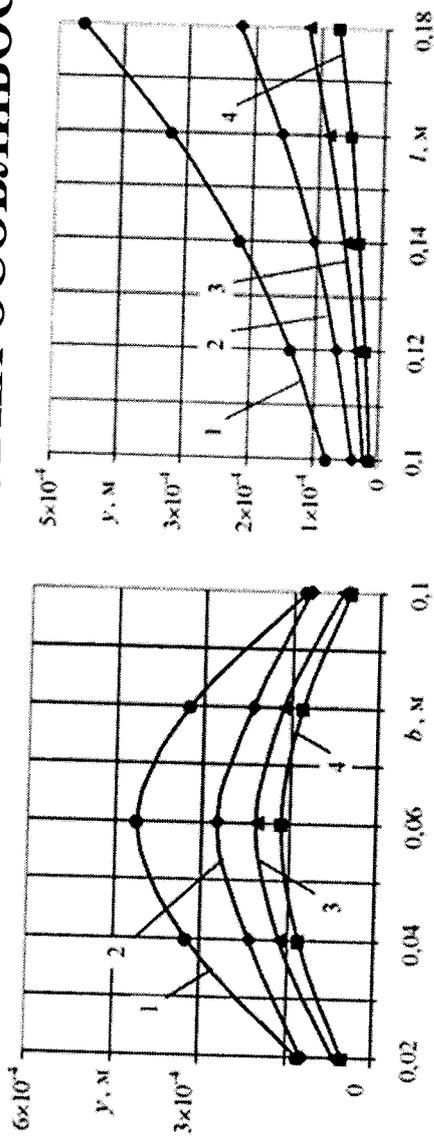
Загальна жорсткість секції гвинтового секційного конвеєра в процесі проточування розраховується за допомогою системи рівнянь

$$\theta = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot f^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a \cdot b(b-a)}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \leq \bar{\theta}$$

$$y = \frac{C_{pz} \cdot v^{-0,35} \cdot s^{0,45} \cdot f^{0,75} \cdot \left(\frac{h}{2,5}\right) \cdot K_H \cdot K_3 \cdot a^2 \cdot b^2}{3n \cdot l \cdot E \cdot \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \leq \bar{y}$$

$$\varphi = \frac{Tl}{nG \left(\frac{\pi d^4}{32}\right)} \leq \bar{\varphi}$$

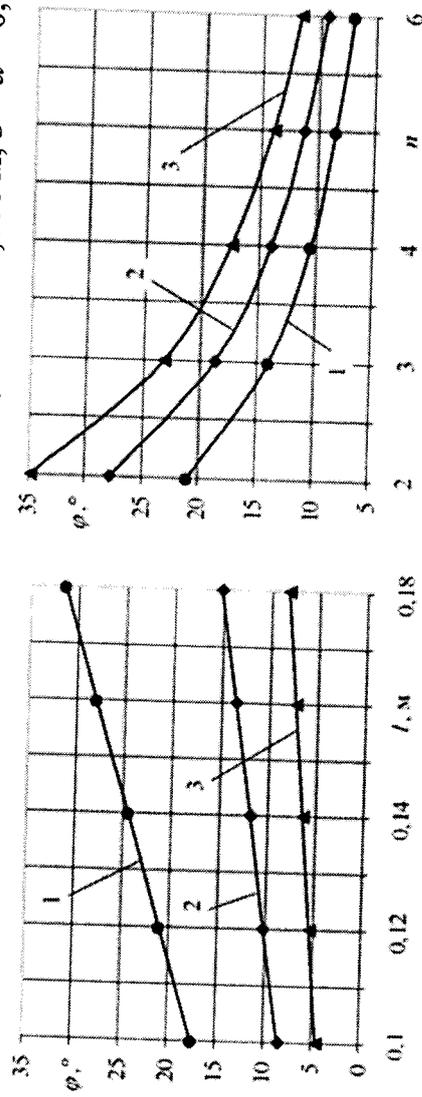
ГРАФІЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ ЖОРСТКОСТІ СЕКЦІЇ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО КОНВЕЄРА В ПРОЦЕСІ ТОЧІННЯ ЗАЛЕЖНО ВІД КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ



а)

Залежність зміни величини прогину секції: а) від плеча прикладання сили для кількості стержнів: 1 - $n = 2$; 2 - $n = 3$; 3 - $n = 4$; 4 - $n = 5$; б) від довжини для діаметрів стержнів: 1 - $d = 0,005$ м; 2 - $d = 0,006$ м; 3 - $d = 0,007$ м; 4 - $d = 0,008$ м

б)

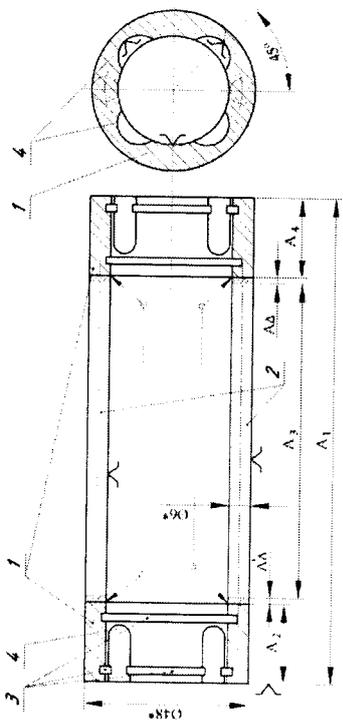


а)

Залежність зміни кута закручування секції під час точіння: а) від довжини для діаметрів стержнів: 1 - $d = 0,005$ м; 2 - $d = 0,006$ м; 3 - $d = 0,007$ м; б) від кількості стержнів довжиною: 1 - $l = 0,12$ м; 2 - $l = 0,16$ м; 3 - $l = 0,2$ м

б)

РОЗМІРНИЙ АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ СЕКЦІЙ ГНУЧКОГО ГІПЕРБОЛІЧНОГО ШНЕКА



Операційний ескіз і розрахункова схема розмірного ланцюга секції гнучкого гіперболічного шнека: 1 – втулки; 2 – розпорні стержні; 3 – канавки під стопорні кільця; 4 – півкруглі шліцеві пази у втулках 1.

Рівняння номінальних розмірів секцій гіперболічного гнучкого гвинтового конвеєра для обчислення максимального та мінімального значення кінцевої ланки A_{Δ}

$$\begin{cases} A_{\Delta \max} = A_{1 \max} - A_{3 \min} - A_{2 \min} - A_{4 \min} \\ A_{\Delta \min} = A_{1 \min} - A_{3 \max} - A_{2 \max} - A_{4 \max} \end{cases}$$

Мінімальна та максимальна величина кінцевої ланки

розмірного ланцюга

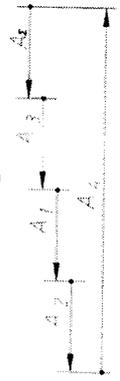
$$\begin{cases} A_{\Delta \max} = A_{1 \max} - A_{3 \min} - 2A_{2,4 \min} \\ A_{\Delta \min} = A_{1 \min} - A_{3 \max} - 2A_{2,4 \max} \end{cases}$$

РОЗМІРНИЙ АНАЛІЗ КУЛЬКОВОГО ШАРНІРНОГО З'ЄДНАННЯ СЕКЦІЙ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГГК З РЕКОМЕНДАЦІЄЮ КІНЦЕВИХ ОПЕРАЦІЙ МЕХАНІЧНОГО ОБРОБЛЕННЯ

Самоустановлюючу конструкцію поводка з кульками, тобто зазор протилежно розташованих кульок

$$A_{\Sigma} = A_{\Sigma}^1 + A_{\Sigma}^2 = 0 - 0,3 \text{ мм},$$

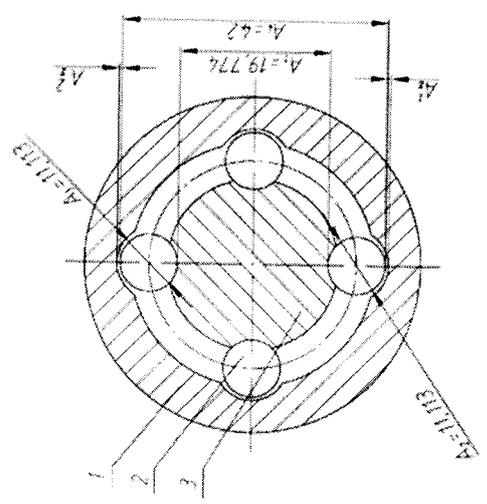
де $A_{\Sigma}^1, A_{\Sigma}^2$ – відповідно зазори між кульками та корпусом півмуфти 1.



Рівняння розмірного ланцюга

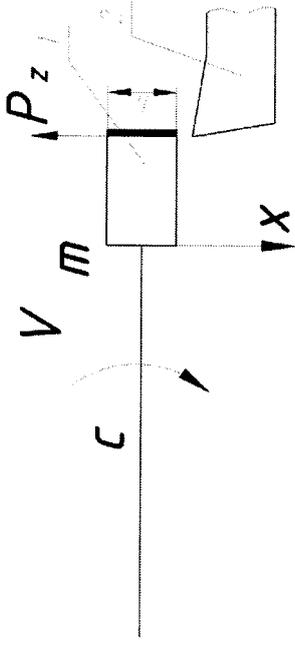
$$A_{\Sigma} = \sum_{m=1}^m A_{\Sigma m} - \sum_{n=1}^n A_{\Sigma n}, \quad A_{\Sigma} = A_4 - (A_1 + A_2 + A_3)$$

Розрахункова схема вузла кріплення секції шнека



де m, n , – відповідно кількість збільшуючих та зменшуючих ланок; $A_{\Sigma m}, A_{\Sigma n}$ – відповідно номінальні значення збільшуючих та зменшуючих ланок.

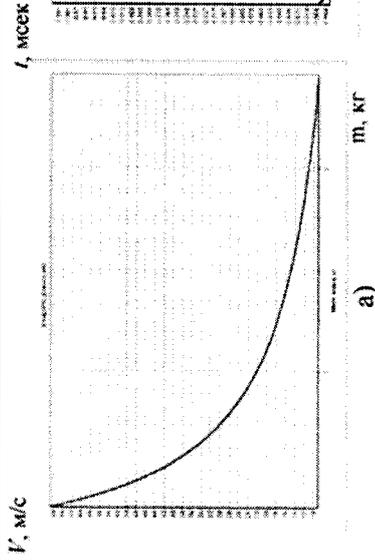
ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ПРОТОЧУВАННЯ СЕКЦІЙ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ



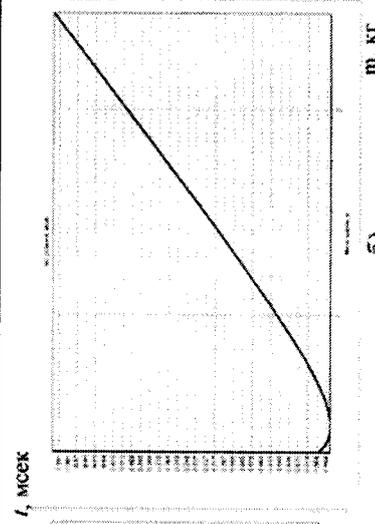
Розрахункова схема проточування секції РО ГГК: 1 - гвинтова стрічка; 2 - прохідний різець проточування секції РО ГГК

<p>Дана динамічна модель з певними зазначеними припущеннями можна описати диференціальними рівняннями другого порядку із застосуванням другого закону динаміки:</p> $m \frac{d^2 x}{dt^2} + c(x - vt) = -P_z$ <p>де x – координата руху маси, Початкові умови проточування (в момент початку контакту різця із шнеком)</p> $t = 0;$ $x = 0;$ $\frac{dx}{dt} = v.$ $m \frac{d^2 x}{dt^2} + cx = -P_z + cvt$	<p>Розв'язок попереднього рівняння складається із суми загального x_0 та часткового x_s розв'язків</p> $x = x_0 + x_s$ <p>Загальний розв'язок має вигляд</p> $x_0 = A \sin \omega t + B \cos \omega t$ <p>де A і B – постійні інтегрування, що визначаються за початковими умовами</p> $x = A \sin \omega t + B \cos \omega t - \frac{P_z}{c} + vt;$ $\frac{dx}{dt} = \omega(A \cos \omega t - B \sin \omega t) + v.$ $x = \frac{P_z}{c} (\cos \omega t - 1) + vt;$ $\frac{dx}{dt} = -\frac{\omega P_z}{c} \sin \omega t + v.$
---	--

ЗАЛЕЖНОСТІ ЗМІНИ ШВИДКОСТІ ТА ЧАСУ РІЗАННЯ ВІД МАСИ ШНЕКА

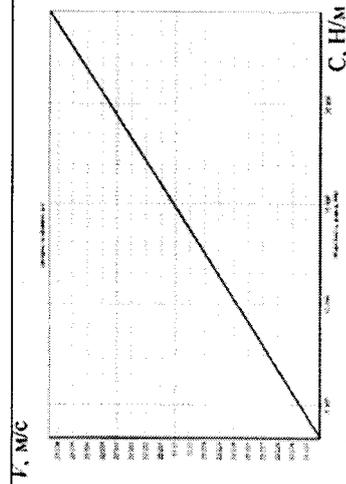


а)

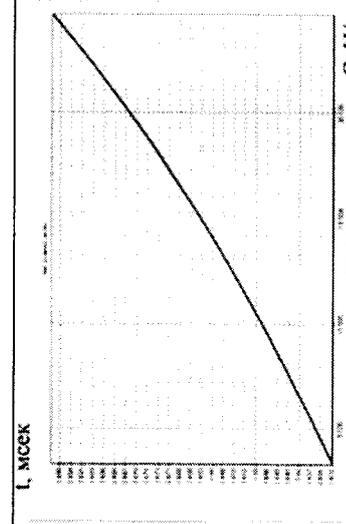


б)

Залежність швидкості (а) та часу різання (б) від маси шнека

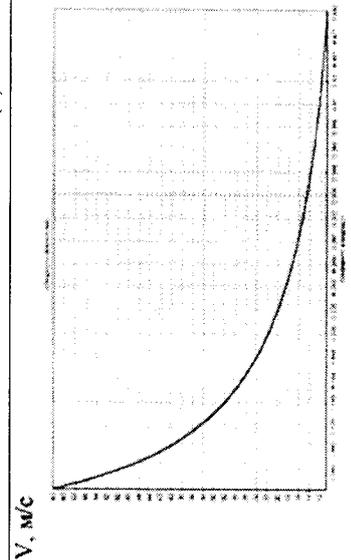


а

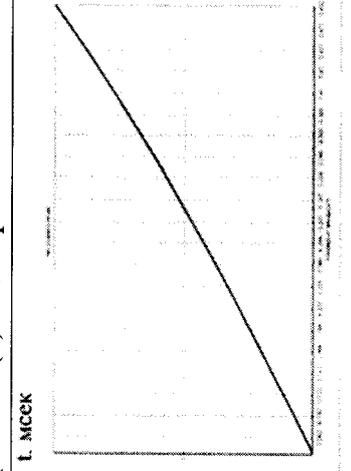


б)

Залежність швидкості (а) та часу різання (б) від жорсткості шнека



а)



б)

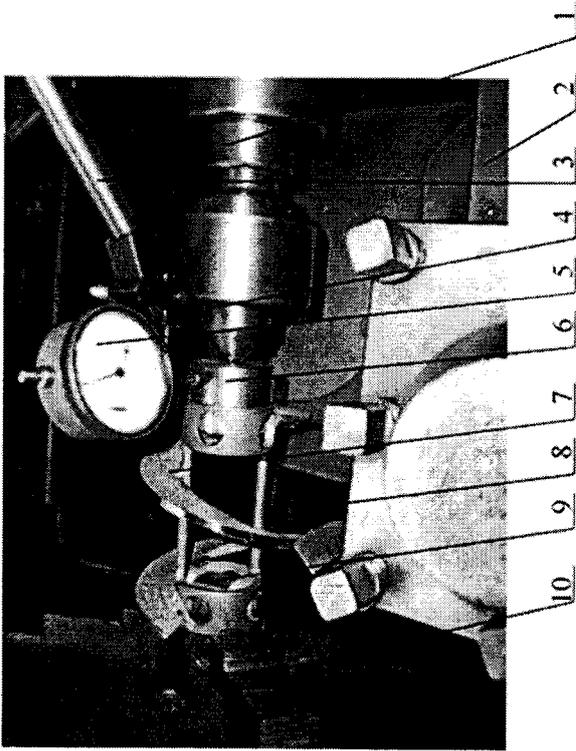
Залежність швидкості (а) та часу (б) різання від коефіцієнта швидкості

Значення мінімально допустимої швидкості проточування

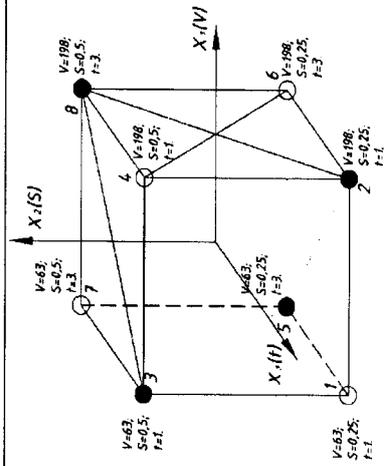
$$v = \frac{P_z}{mK_V} \sqrt{\frac{2mK_V(P_z + h) - \left(\frac{K_V}{\omega}\right)^2 - \sqrt{D}}{2}}$$

- $m = 1$ кг;
- $P_z = 1000$ Н;
- $h = 4$ мм;
- $K_v = 0,2$;
- $c = 10000$ Н/м;
- $v = 10$ м/с.

ВІДЛИВ РЕЖИМІВ РІЗАННЯ НА ЯКІСТЬ ОБРОБЛЕННЯ СЕКЦІЙ ГВИНТОВИХ ГНУЧКИХ КОНВЕСЕРІВ



Експериментальна установка для проточування секцій гнучкого гвинтового конвєра: 1 - задній центр; 2 - супорт верстага; 3 - штанга індикатора; 4 - вставка; 5 - індикатор; 6 - права втулка; 7 - гвинтова спіраль; 8 - різець; 9 - ліва втулка; 10 - токарний патрон



Режими різання та кодові позначення

Рівень	Оберти шпіндл.	Режими різання			Кодові позначення		
		V, м/хв	S, мм/об	f, мм	X_1	X_2	X_3
верхній	630	198	0,5	3	1	1	1
середній	400	125	0,35	2	0	0	0
нижній	200	63	0,25	1	-1	-1	-1

Примітка: діаметр обробки поверхні шнека дорівнює 100 мм.

Дані рівні закодовані за допомогою рівнів перетворення таким чином, щоб верхній рівень відповідав +1, а нижній -1:

$$x_1 = \frac{2(\ln V - \ln 198)}{(\ln 198 - \ln 63)} + 1$$

$$x_2 = \frac{2(\ln S - \ln 0,5)}{(\ln 0,5 - \ln 0,25)} + 1$$

$$x_3 = \frac{2(\ln f - \ln 3)}{(\ln 3 - \ln 1)} + 1$$

На основі результатів серії №1 із шести експериментів слід оцінити чотири коефіцієнти в емпіричній формулі

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3$$

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ РІЗАННЯ, КОДОВІ ЗНАЧЕННЯ ТА СТІЙКІСТЬ РІЗЦЯ

№ дослід.	№ серії	Режими різання			Кодові позначення			T, хв	y=lnT
		V, м/хв	S, мм/об	f, мм	X ₁	X ₂	X ₃		
1	2	63	0,25	1	-1	-1	-1	95	4,55
2	1	198	0,25	1	1	-1	-1	20	3,00
3	1	63	0,5	1	-1	1	-1	100	4,61
4	2	198	0,5	1	1	1	-1	16	2,77
5	1	63	0,25	3	-1	-1	1	100	4,55
6	2	198	0,25	3	1	-1	1	23	3,14
7	2	63	0,5	3	-1	1	1	70	4,25
8	1	198	0,5	3	1	1	1	10	2,30
9	1	125	0,35	2	0	0	0	40	3,69
10	1	125	0,35	2	0	0	0	45	3,81
11	2	125	0,35	2	0	0	0	43	3,76
12	2	125	0,35	2	0	0	0	50	3,91

Матриця незалежних змінних X для серії № 1 із шести експериментів

Параметр	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	№ досліду	T, хв	y=lnT
X	1	1	-1	-1	2	20	3,00
	1	-1	1	-1	3	100	4,61
	1	-1	-1	1	5	23	3,14
	1	1	1	1	8	10	2,30
	1	0	0	0	9	10	3,69
	1	0	0	0	10	45	3,81

$$\sum y = nb_0 + b_1 \sum x_1 + b_2 \sum x_2 + b_3 \sum x_3;$$

$$\sum yx_1 = b_0 \sum x_1 + b_1 \sum x_1^2 + b_2 \sum x_1 x_2 + b_3 \sum x_1 x_3;$$

$$\sum yx_2 = b_0 \sum x_2 + b_1 \sum x_2 x_1 + b_2 \sum x_2^2 + b_3 \sum x_2 x_3;$$

$$\sum yx_3 = b_0 \sum x_3 + b_1 \sum x_3 x_1 + b_2 \sum x_3 x_2 + b_3 \sum x_3^2;$$

$$b_0 = \frac{\sum y}{n}, \text{ де } n - \text{число дослідів, } n=6;$$

$$b_1 = \frac{\sum yx_1}{\sum x_1^2} - \frac{\sum yx_2}{\sum x_2^2}; \quad b_2 = \frac{\sum yx_2}{\sum x_2^2} - \frac{\sum yx_3}{\sum x_3^2}$$

Залежності для розрахунку коефіцієнтів $b_0...b_3$

$$b_0 = 1/6(y_2+y_3+y_5+y_8+y_9+y_{10})$$

$$b_1 = 1/4(y_2-y_3-y_5+y_8)$$

$$b_2 = 1/4(-y_2+y_3-y_5+y_8)$$

$$b_3 = 1/4(-y_2-y_3+y_5+y_8)$$

$$\ln T \approx 3,66 - 0,96x_1 - 0,16x_2 - 0,19x_3$$

$$x_1 = \frac{2(\ln V - \ln 198)}{\ln 198 - \ln 63} + 1 \approx \frac{2(\ln V - 5,29)}{5,29 - 4,14} + 1 = 1,739 \ln V - 8,2;$$

$$x_2 = \frac{2(\ln S - \ln 0,5)}{\ln 0,5 - \ln 0,28} + 1 \approx \frac{2(\ln S + 0,69)}{-0,69 + 1,39} + 1 = 2,857 \ln S + 2,97;$$

$$x_3 = \frac{2(\ln t - \ln 3)}{\ln 3 - \ln 1} + 1 \approx \frac{2(\ln t - 1,1)}{1,1 - 0} + 1 = 1,82 \ln t - 1.$$

$$b_0 = \frac{1}{12}(4,55 + 3,00 + 4,61 + 2,77 - 4,55 - 3,14 + 4,25 + 2,3 + 3,69) = 3,695;$$

$$b_1 = \frac{1}{8}(-4,55 + 3,00 - 4,61 + 2,77 - 4,55 - 3,14 - 4,25 + 2,3) = -0,84;$$

$$b_2 = \frac{1}{8}(-4,55 - 3,00 + 4,61 + 2,77 - 4,55 - 3,14 + 4,25 + 2,3) = -0,164;$$

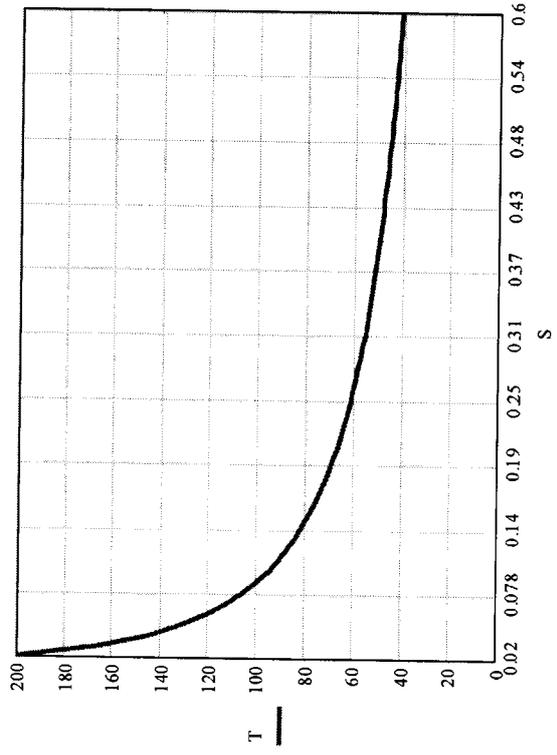
$$b_3 = \frac{1}{8}(-4,55 - 3,00 - 4,61 - 2,77 - 4,55 - 3,14 + 4,25 + 2,3) = -0,09;$$

$$\ln T = 3,695 - 0,84(1,739 \ln V - 8,2) - 0,164(2,857 \ln S + 2,97) - 0,09(1,82 \ln t - 1) = 10,185 - 1,46 \ln V - 0,47 \ln S - 0,16 \ln t;$$

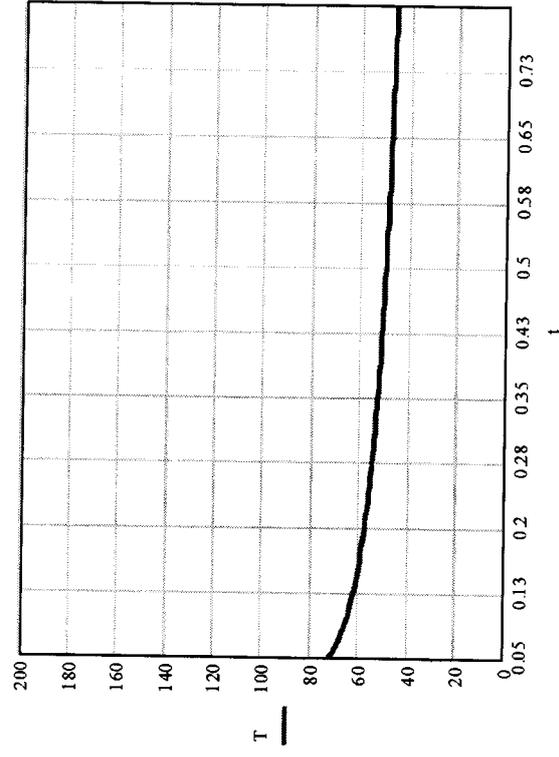
Залежність для визначення стійкості різців для обробки секційних робочих органів ГТК

$$T = \frac{e^{10,185}}{V^{1,46} S^{0,47} t^{0,16}}$$

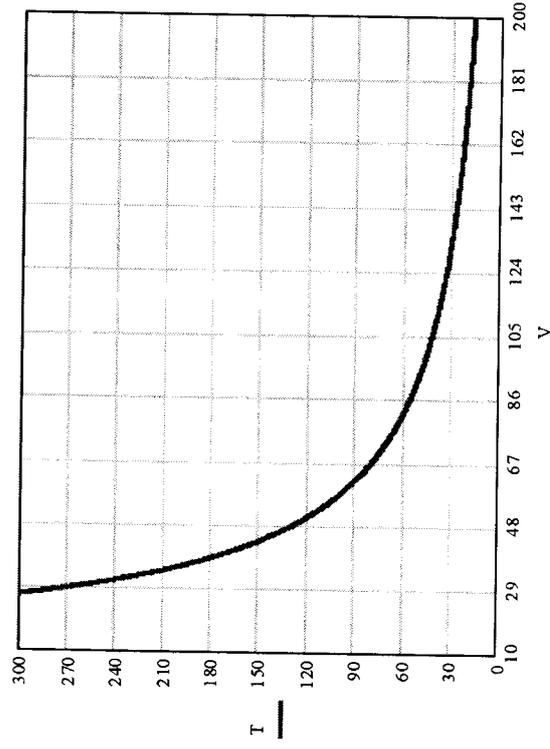
ГРАФІЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ СТІЙКОСТІ ІНСТРУМЕНТУ



Від подачі при $t=1$ мм; $V=100$ м/хв.



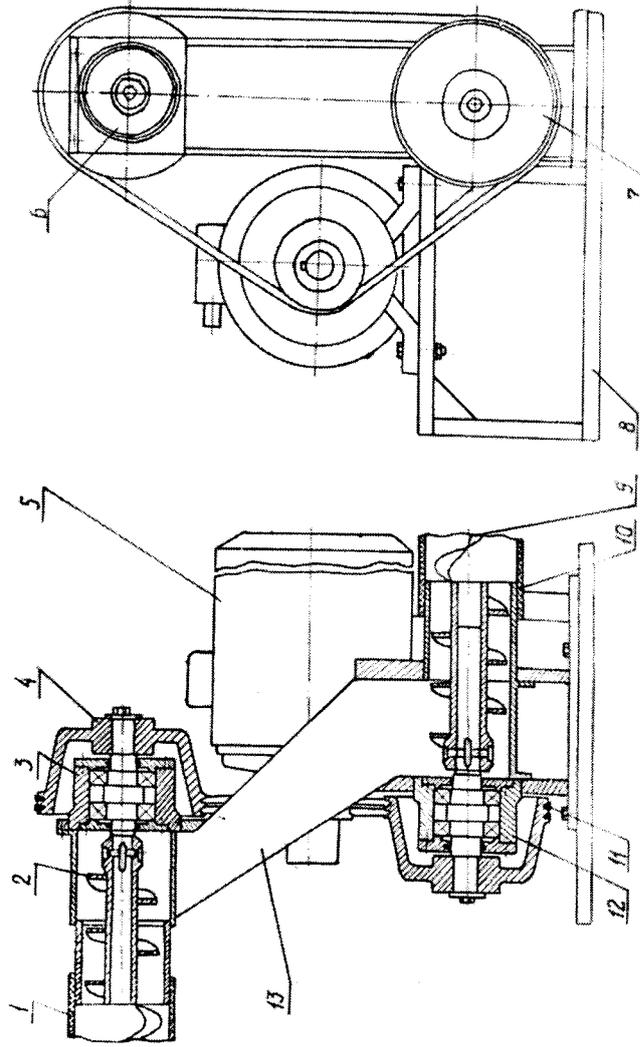
Від глибини різання при $S=0,5$ мм/об; $V=100$ м/хв.



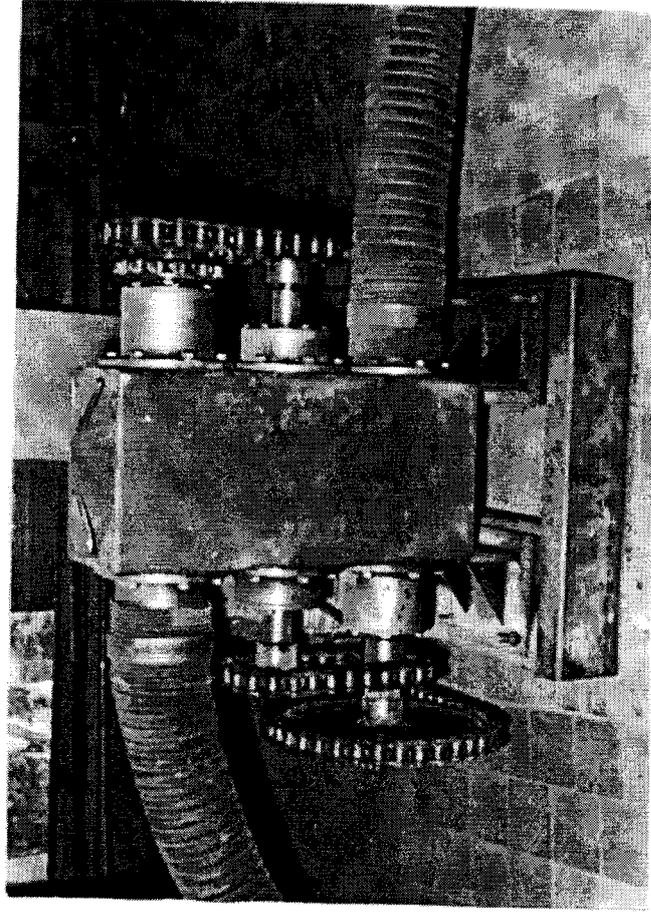
Від швидкості різання при $f=1$ мм; $S=0,5$ м/хв

СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів



Конвеєр з пересипом



Потужність приводу – 1,5 кВт;

Кількість обертів РО – змінна в межах до 1200 об/хв.;

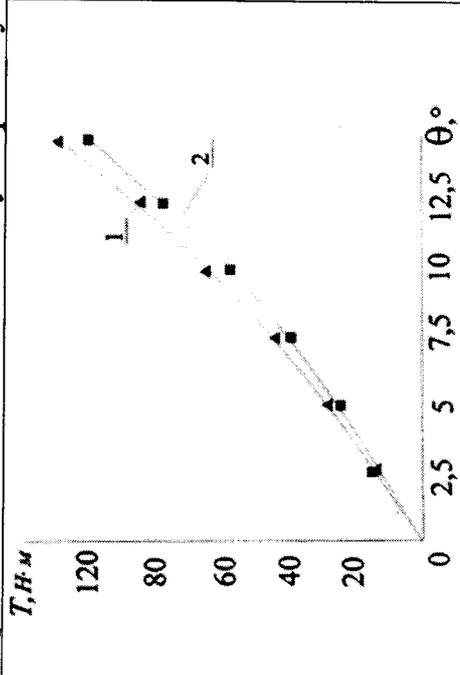
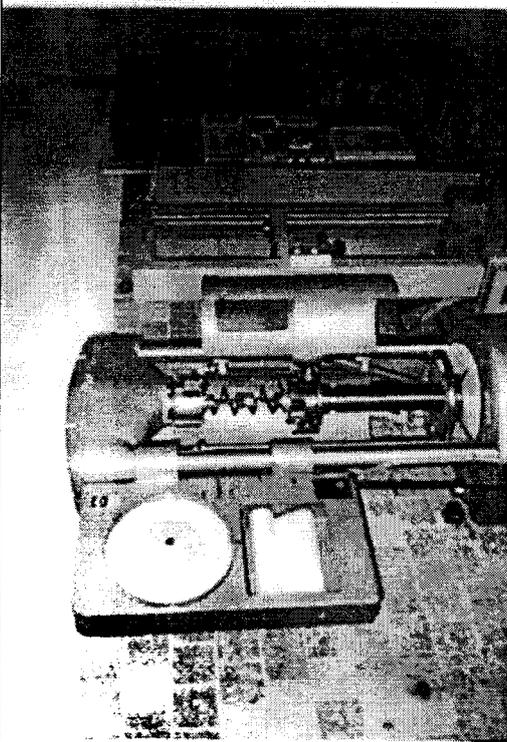
Продуктивність – до 25 т/год;

Довжина траси транспортування – 12 м;

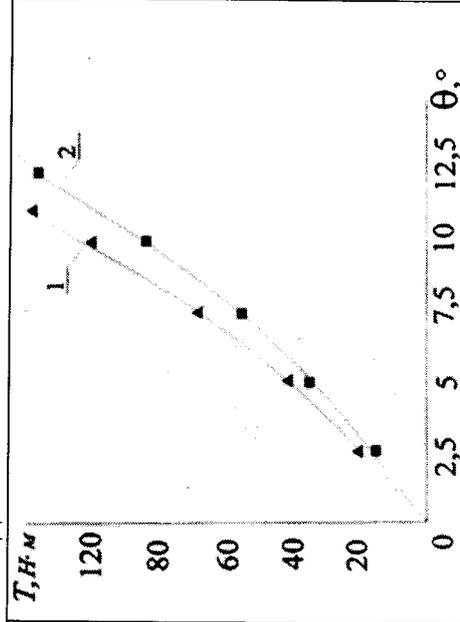
Внутрішній діаметр кожуха – 0,1 м.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИЗНАЧЕННЯ КРУТИЛЬНОЇ ЖОРСТКОСТІ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

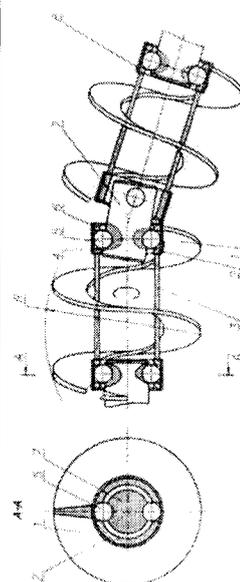
Стендове обладнання для дослідження крутильної жорсткості робочих органів гвинтових транспортно-технічних механізмів у зібраному вигляді



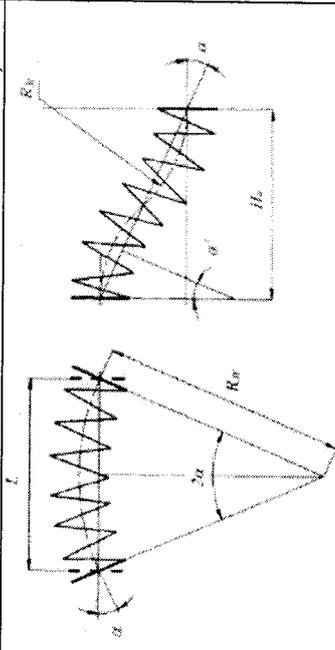
Залежність величини крутного моменту Θ від кута закручування T робочого органу для однієї секції (1 - $l=100$ мм; 2 - $l=125$ мм)



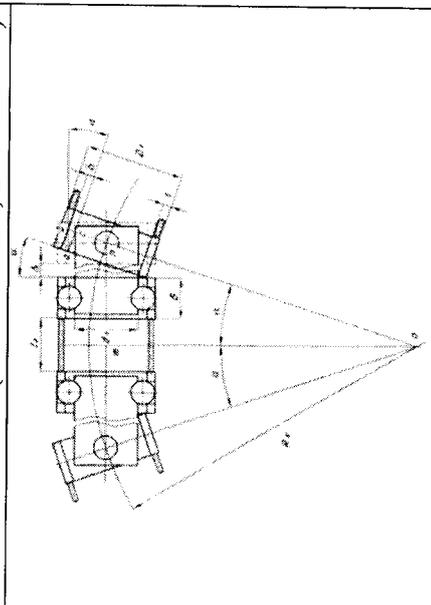
Залежність величини крутного моменту θ від кута закручування T робочого органу для двох секцій (1 - $l=100$ мм; 2 - $l=125$ мм)



Конструктивна схема та зображення гвинтового секційного робочого органу конвєсера



Розрахункова схема для визначення радіуса згинання гвинтового елементу конвєсера: а) згинна траса за радіусом; б) згинна траса на кривій



Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згинання конвєсера з гвинтовими секційними робочими елементами

У даній кваліфікаційній магістерській роботі представлено теоретичне узагальнення та вирішення наукового завдання, яке полягає у розробці вискоєфективних технологічних процесів для виготовлення секцій РО ГГК, які працюють на криволінійних трасах та характеризуються поліпшеними експлуатаційними властивостями. Завдання вирішене шляхом виведення аналітичних залежностей, що дозволяють визначити конструктивні, силові та технологічні параметри секційних РО ГГК, а також досліджено запропоновану динамічну модель проточування та профілювання секцій РО ГГК, що дає можливість визначити режими різання та допустимі напруження, які забезпечують оптимальну технологічність конструкції, раціональність процесів виготовлення секцій РО ГГК.

1. В результаті теоретичних досліджень вперше визначено величину деформації та зусилля, що виникають у кожній із обраних частин ланки секцій РО ГГК для точіння та профілювання, розраховано величину сумарного крутного моменту, що діє на секцію, з урахуванням наявної кількості стержнів та значень їх конструктивних параметрів. Зміна кута підйому середньої лінії витка шнека істотно впливає на зміну величини напружень у ньому, при цьому максимальне значення якого спостерігається при куті повороту близько 25° , а зі збільшенням діаметрів стержнів напруження у всіх елементах ланок значно зменшується. В результаті були визначені конструктивні параметри секції РО ГГК.

2. Для визначення жорсткості секцій РО ГГК під час проточування вперше отримано систему рівнянь, яка визначає величину прогину стержнів секції від дії сили різання та кута нахилу стержнів в точці впливу навантаження і кута закручування секції. Встановлено, що при збільшенні кількості стержнів від 2 до 6 і незмінній довжині секції $l = 0,12$ м кут закручування зменшується з 21° до $6,9^\circ$, а крутильна жорсткість збільшується в 3 рази.

3. На основі теорії розмірних ланцюгів проведено розмірний аналіз секцій РО ГГК, виведено рівняння номінальних розмірів з визначенням параметрів проміжних і кінцевої ланок розмірного ланцюга та значення їх допусків. Це важливо для забезпечення необхідної точності секцій і розробки технічного оснащення, необхідного для їх виготовлення. З метою дослідження точності обробки та кінцевих операцій механічної обробки й складання проведено розмірний аналіз кульових шарнірних з'єднань кожної секції РО ГГК. На основі розрахунку розмірного ланцюга записано рівняння номінальних розмірів із двома взаємно перпендикулярними нерухомими елементами, визначено параметри проміжних і кінцевих ланок та значення їх допуски. Залежно від даних параметрів рекомендуються режими кінцевих операцій механічної обробки для виготовлення з'єднувальних елементів секцій гнучкого конвеєра.

4. Розроблено динамічну модель технологічного процесу проточування та профілювання секцій РО ГГК, основними технологічними елементами, що забезпечують точність обробки, є режими різання, а саме глибина та подача, які варто вибирати мінімально можливими ($t=0,8-1,5$ мм, $S=0,15-0,25$ мм/об), що зменшує ударні навантаження на різець та покращує тривалість інструменту. Товщина смуги шнека ($H_{\sigma}=2-5$ мм) істотно впливає на збільшення швидкості $V=80-100$ м/хв.

5. Спроектовано та виготовлено секції гнучких гвинтових робочих органів зовнішнім діаметром 100 мм і довжиною секції $l = 0,12$ м, а також технічне обладнання для складання та зварювання секцій, стенд для дослідження конструктивних параметрів у процесі профілювання. Дослідження проводилися на спеціально сконструйованому гнучкому гвинтовому конвеєрі. Особливості стенду для дослідження: продуктивність до 25 т/год, довжина транспортного шляху - 12 м, внутрішній діаметр гнучкого кожуха - 100 мм, потужність електродвигуна приводу - 1,5 кВт, швидкість робочого органу - 500 об/хв. При проведенні експериментального дослідження профілювання секцій ГГК на токарному верстаті 16К20Ф3 та дослідному обладнанні визначено вплив режимів різання та зусилля проточування на шорсткість поверхні для сталі 08кп та Ст3.

6. Досліджено вплив процесу профілювання секції РО ГГК на його продуктивність та енергоємність, виведено аналітичні залежності для визначення продуктивності секційного ГГК залежно від профілю секцій, з метою забезпечення стабільного виконання технологічного процесу перевезення без інтенсивного зносу гнучких рукавів.

7. Теоретичними та експериментальними дослідженнями встановлено обґрунтовану довжину секції РО ГГК, яка дорівнює 1,5-2 витка гвинтової спіралі (100-150 мм) товщиною 2-4 мм, шириною 20-50 мм з матеріалів сталі 08кп і Ст3. У результаті аналізу експериментальних досліджень встановлено доцільність профілювання секцій РО ГГК по зовнішньому діаметру на спеціальних оправах у два етапи: перший - чорнове оброблення самих ГГЗ із заданим кроком і навитих в щільний пакет на токарному верстаті 16К20Ф3 із наступними режимами різання: $V=60-70$ м/хв; $t=2,5-3$ мм; $S=0,25-0,4$ мм/об; другий етап - чистове профілювання секцій РО ГГК на спеціальній оправі з режимами різання: $V=80-100$ м/хв.; $t=0,8-1,5$ мм; $S=0,15-0,25$ мм/об та шорсткістю $Ra=1,25-6,3$.

8. На основі проведеного комплексу теоретичних та експериментальних досліджень створено конкурентоспроможні РО ГГК, раціональні технології їх виготовлення з розробкою технічного оснащення для їх складання та обробки, та конструкції різального та вимірювального інструменту. Це не тільки підвищує продуктивність праці в процесі транспортування на 19-28% і покращує якість продукції, але й значно підвищує надійність і довговічність як самих РО, так і гумових гнучких рукавів і вузлів тертя конвеєра.