

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

**ГНУЧКІ ГВИНТОВІ КОНВЕЄРИ:
ПРОЕКТУВАННЯ, ТЕХНОЛОГІЯ
ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ**

**ГЕВКО І.Б., ЛЕЩУК Р.Я., ГУДЬ В.З., ДМИТРІВ О.Р.,
ДУБИНЯК Т.С., НАВРОЦЬКА Т.Д., КРУГЛИК О.А.**

ТЕРНОПІЛЬ – 2019

УДК 621.867.42

Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження / Гевко І. Б., Лещук Р. Я., Гудь В. З., Дмитрів О. Р., Дубиняк Т. С., Навроцька Т. Д., Круглик О. А. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 208 с.

Монографія присвячена питанням проектування, технології виготовлення та експериментальним дослідженням гнучких гвинтових конвеєрів, основними характеристиками яких є мобільність і можливість перевантаження сипких матеріалів по криволінійних трасах.

Монографія складається з чотирьох розділів, у яких виконано теоретичне обґрунтування проектування гнучких гвинтових конвеєрів, проведено дослідження процесів їх виготовлення, представлено результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових перевантажувальних механізмів, здійснено оптимізацію конструктивно-силових параметрів гвинтових заготовок секційних гнучких гвинтових робочих органів і розроблено інженерну методику проектування шарнірно-секційних робочих органів гвинтових конвеєрів.

Для інженерно-технічних працівників, науковців, аспірантів і студентів.

Іл. 94. Табл. 14. Бібліогр.: 53 назв.

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор В.О. Малащенко (Національний університет «Львівська політехніка»);

доктор технічних наук, професор М.І. Пилипець (Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя);

доктор технічних наук, професор В.В. Аулін (Центральноукраїнський національний технічний університет)

Рекомендовано до друку Вченою радою Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя

ISBN 978-617-7331-86-4

ЗМІСТ

Вступ	5
Розділ 1. Теоретичні аспекти проектування гнучких гвинтових конвеєрів	7
1.1. Основні типи конструкцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів та їх функціональні можливості	7
1.2. Аналіз перевантажень гнучких гвинтових конвеєрів та засоби їх захисту	12
1.3. Синтез гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами	21
1.4. Розробка схеми та визначення конструктивних параметрів секційного робочого органу гвинтових перевантажувальних механізмів	26
1.5. Динамічна модель функціонування гвинтового робочого органу	32
1.6. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра	40
1.7. Визначення радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами	51
1.8. Дослідження деформації гвинтового елемента секції гнучкого конвеєра	55
1.9. Математична модель форми гвинтових робочих органів з геометричною не лінійністю	62
Розділ 2. Дослідження процесів виготовлення гвинтових елементів гнучких гвинтових конвеєрів	67
2.1. Синтез способів навивання спіралей шнеків обертовою втулкою ...	67
2.2. Геометричні та силові залежності під час профілювання гвинтових заготовок секційних робочих органів	77
2.3. Дослідження силових параметрів процесу формоутворення секційних гнучких гвинтових елементів різного профілю	84
2.4. Дослідження динаміки процесу калібрування витка гвинтової заготовки на крок	92
2.4.1. Калібрування конічної гвинтової заготовки на крок	92

2.4.2. Дослідження силових параметрів процесу калібрування витка гвинтової заготовки на крок	102
2.5. Експериментальні дослідження силових параметрів профілювання гвинтових секційних робочих органів та їх результати	109
2.6. Експериментальне оснащення для реалізації способу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою	122
2.7. Стендове обладнання та результати експериментальних досліджень калібрування витків гвинтових елементів на крок	126
Розділ 3. Експериментальні дослідження гнучких гвинтових конвеєрів та елементів їх захисту	128
3.1. Конструкція робочого органу та експериментальний взірець гвинтового перевантажувального механізму	128
3.2. Експериментальні дослідження енергосилових параметрів секційних робочих органів та їх результати	132
3.3. Планування та результати багатofакторного експерименту секційних гнучких гвинтових конвеєрів	139
3.4. Експериментальні дослідження деформаційно-силових характеристик робочих органів та їх результати	147
3.5. Конструкція завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра і результати її статичних досліджень	155
Розділ 4. Інженерна методика проектування шарнірно-секційних робочих органів гвинтових конвеєрів.....	158
4.1. Технологічність конструкцій гвинтових секційних робочих органів	158
4.2. Розробка інженерної методики проектування гнучких гвинтових конвеєрів із секційними робочими органами	166
4.3. Інженерна методика розрахунку завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів	177
4.4. Оптимізація конструктивно-силових параметрів гвинтових заготовок секційних гнучких гвинтових робочих органів	182
4.5. Економічне обґрунтування вибору транспортерів для перевантаження сипких вантажів по криволінійних траєкторіях	192
Список використаних джерел	196
Додатки	202

ВСТУП

Технічні засоби неперервного транспортування матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які скорочують витрати часу на виробничі процеси, підвищують продуктивність праці та ефективність виробництва.

В економіці України при розвантажувально-завантажувальних роботах в сільськогосподарському виробництві, харчовій та переробній промисловості, на будівництві, ливарних цехах металургійних підприємств для виготовлення модельного оснащення, заповнення робочих місткостей машин і агрегатів сипкими матеріалами та інших операцій все ширшого застосування набувають мобільні та пересувні гнучкі гвинтові конвеєри (ГГК).

Гвинтові перевантажувальні механізми є невід'ємною частиною автоматизованого процесу транспортування та перевантаження сипких матеріалів в різних галузях народного господарства. Вирішити питання мобільності транспортуючих механізмів дозволяє використання малогабаритних ГГК, робочі органи яких виконані у вигляді циліндричних пружин чи спіралей шнеків, що можуть вільно змінювати місце розташування в просторі безпосередньо під час перевантаження сипких матеріалів. Проте при роботі по криволінійних трасах такі ГГК мають низький ресурс роботи, малу навантажувальну здатність й продуктивність роботи внаслідок циклічних знакозмінних навантажень, що зв'язано з відсутністю вала, який сприймав би сумарні навантаження по трасі. Тому розробка і широке використання секційних гвинтових робочих органів ГГК дозволяє значно підвищувати їх продуктивність та ресурс роботи.

Сучасний розвиток усіх галузей економіки, в яких широко використовуються гвинтові конвеєри, зумовлює такі основні напрями розвитку цих механізмів:

1. Створення конвеєрів для без перезавантаження вантажів від початкового до кінцевого пунктів по прямолінійних або криволінійних

просторових трас великої протяжності. У цьому напрямку основним є створення багатоприводних конвеєрів різних типів (підвісних, пластинчастих, скребкових, стрічкових), а також потужних конвеєрів із стрічково-канатними або стрічково-захоплюючими тяговими елементами, складних розгалужених гвинтових конвеєрів, трубчастих скребкових конвеєрів з просторовою трасою та інших.

2. Підвищення продуктивності конвеєрних установок реалізується шляхом вибору найбільш раціональної форми завантажувального елемента конвеєра, збільшенням кількості вантажу на одиницю його довжини, та підвищенням швидкості транспортування.

3. Підвищення надійності гвинтових конвеєрів шляхом спрощення їх обслуговування у важких умовах експлуатації.

4. Автоматизація управління конвеєрними перевантажувальними механізмами та комплексним керуванням усім перевантажувальним комплексом з допомогою ЕОМ.

5. Зменшення габаритних розмірів конвеєрів шляхом створення принципово нових, полегшених конструкцій машин та його вузлів, використовуючи матеріал виготовлення: пластмаси, кераміку, легкі сплави, а також гнуті профілі металу замість прокатних тощо.

6. Покращення умов праці обслуговуючого персоналу та робітників шляхом усунення їх від пиле- та газоутворюючих, гарячих, хімічно-агресивних вантажів.

7. Уніфікація і нормалізація устаткування з одночасним збільшенням кількості його типорозмірів.

РОЗДІЛ 1

ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ПРОЕКТУВАННЯ

ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

1.1. Основні типи конструкцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів та їх функціональні можливості

Гнучкі гвинтові конвеєри (ГГК) – це прості, високопродуктивні та мобільні механізми, які використовують для транспортування зерна, мінеральних добрив, піску, цементу і будь-яких сипких матеріалів у різних галузях економіки. Вони використовуються не лише для переміщення вантажів по горизонтальних, нахилених чи вертикальних магістралях, але і по складних магістралях з мінімальним радіусом кривини $R_k = 1$ м, довжиною магістралі до 20 м, при продуктивності до 20 т/год.

Перші розробки та дослідження ГГК з гнучкими робочими органами відносяться до початку 20-го століття й започатковані вони в Німеччині, про що викладено в роботі Х. Германа [22]. Робочий орган виконувався у вигляді спіралі круглого поперечного перетину, що суттєво обмежувало продуктивність. Іншим фактором, який стримував їх широке використання, було підвищене пошкодження сипких матеріалів, оскільки кут атаки, який утворюється між поверхнею кожуха і кривиною ребра спіралі ϵ , щонайменше, на порядок більшим, ніж у смугових спіралях. А величина кута атаки, як відомо [36], суттєво впливає на затикування матеріалу між поверхнями спіралі та кожуха, де і відбувається подрібнення кускових матеріалів, що не допустимо для транспортування зернових, гранульованих матеріалів тощо.

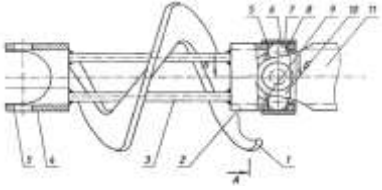
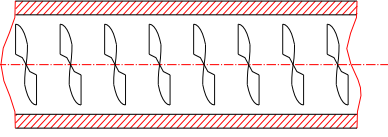
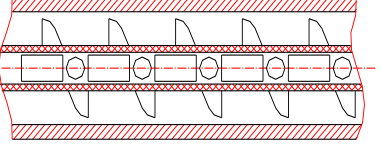
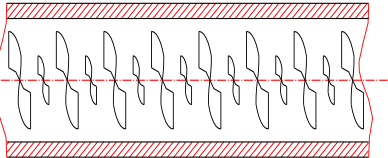
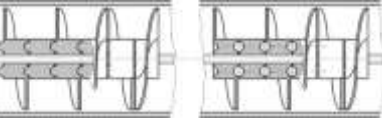
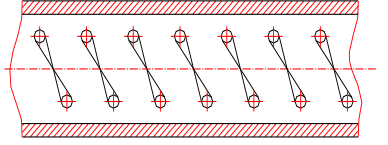
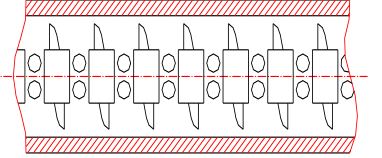
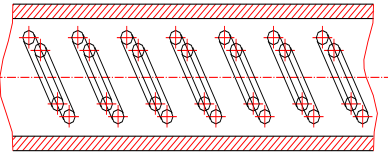
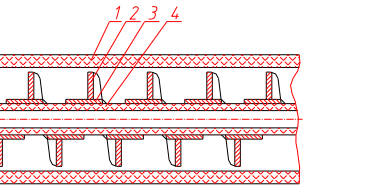
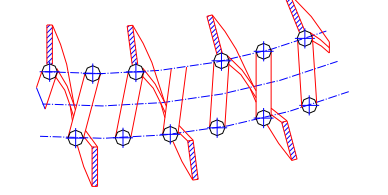
Пошук оптимальної схеми ГГК для транспортування сипких матеріалів по криволінійних магістралях призвів до створення цілої гама робочих органів, котрі відрізняються як конструктивною різноманітністю, так і функціональним призначенням. Відомі конструкції ГГК за способом завантаження матеріалу можна поділити на одно- та двомагістральні. В одномагістральних ГГК завантаження сипких матеріалів, як правило, здійснюються бункерним

способом. За такої схеми перевантаження привід розташовується в зоні бункера. Однак існують ГГК, в яких завантаження здійснюється шляхом захоплення матеріалу відкритою спіраллю, яка за допомогою різноманітних насадок вводиться в купу сипкого матеріалу. Привід, в цьому випадку, встановлюється в зоні вивантаження продукту. Для підвищення маневрування робочих органів застосовують двомагістральні ГГК, в яких привід та перевантажувальний патрубок виконуються як один технологічний вузол.

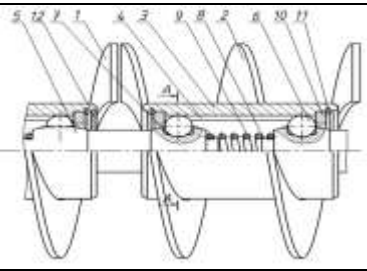
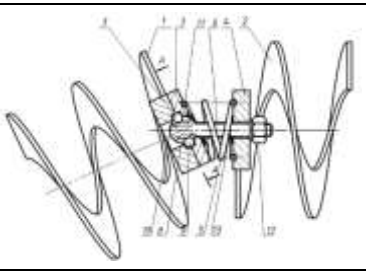
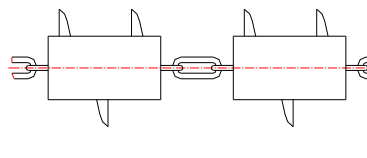
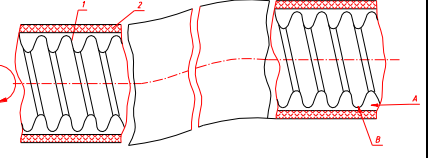
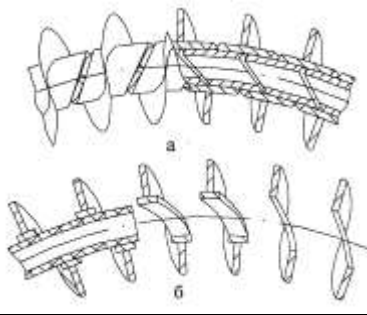
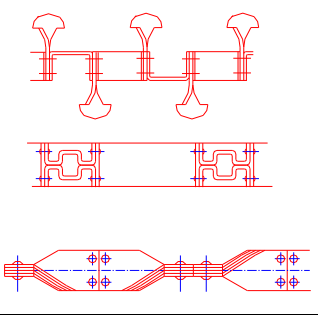
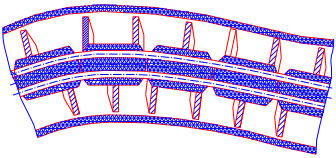
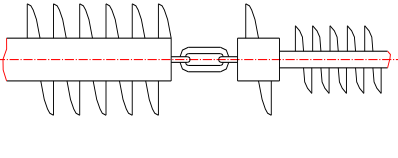
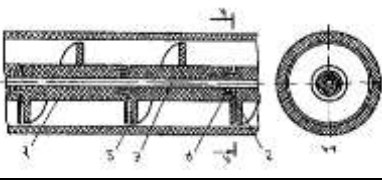
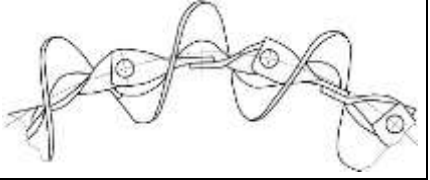
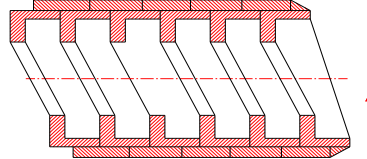
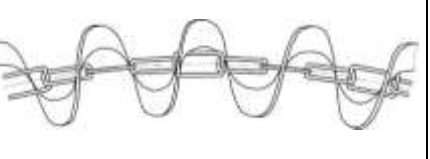
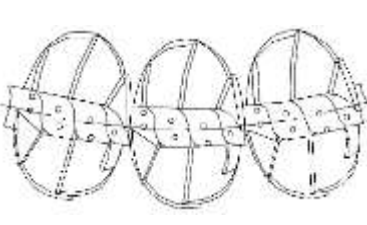
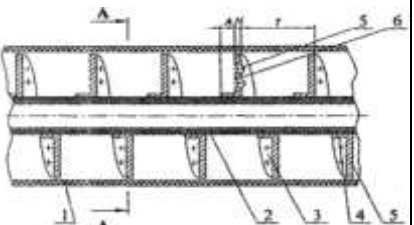
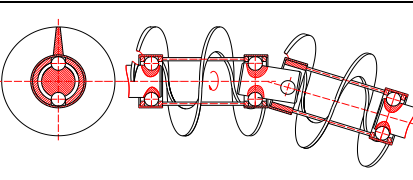
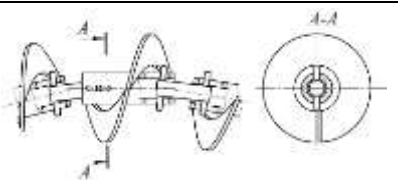
В таблиці 1.1 представлено різноманітність конструктивних схем гвинтових робочих органів (ГРО) гнучких гвинтових конвеєрів.

Таблиця 1.1

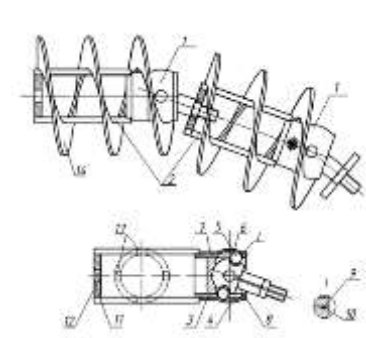
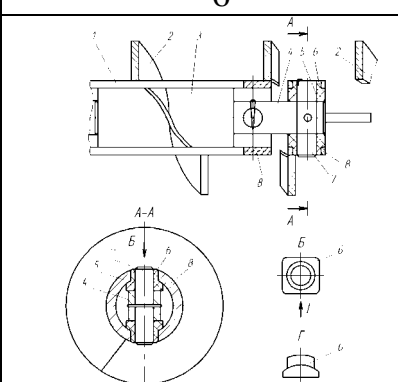
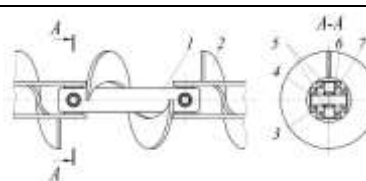
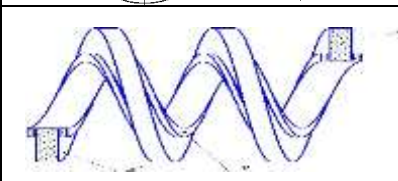
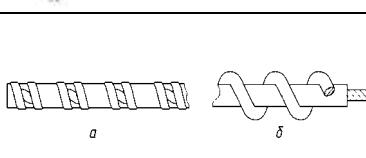
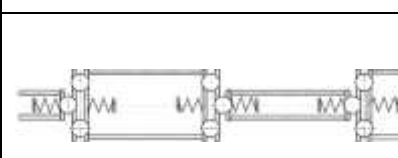
Конструктивні схеми гнучких робочих органів гвинтових конвеєрів

№ п/п	Назва механізму	Схема механізму	№ п/п	Назва механізму	Схема механізму
1	2	3	4	5	6
1	Карданний секційний ГРО		6	Спіральний гнучкий ГРО	
2	Спіральний ГРО з гнучким валом		7	Багатоспіральний гнучкий ГРО	
3	Секційний ГРО		8	Дротяний ГРО	
4	Секційний ГРО		9	Багатодротяний ГРО	
5	ГК зі спеціальним ГРО		10	Комбінований ГРО	

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
11	Секційний ГРО		19	Секційний ГРО	
12	Секційний ГРО з карданним з'єднанням		20	ГРО із зовнішнім та внутрішніми гвинтовими елементами	
13	ГРО з горизонтально несучими спіралями		21	ГРО з секційним валом	
14	Секційний ГРО з тросовим з'єднанням		22	Комбінований ГРО	
15	Секційний ГРО		23	ГРО з шарнірним гнучким валом	
16	ГРО з зовнішньою спіраллю		24	ГРО з шарнірним гнучким валом	
17	ГРО з набором гвинтових пелюстків і несучого еластичного валу		25	ГРО змішувача	
18	Карданний ГРО		26	Шарнірний ГРО з пальцевими елементами зачеплення	

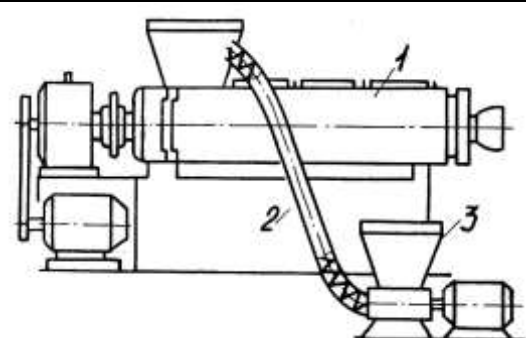
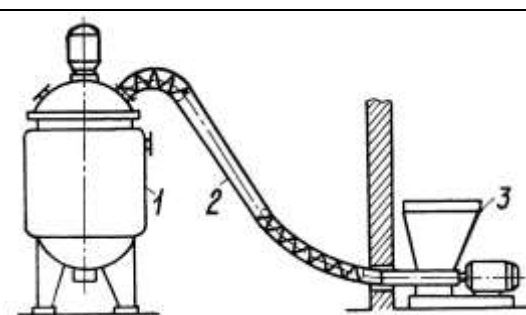
Продовження таблиці 1.1

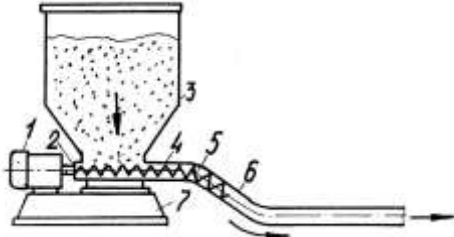
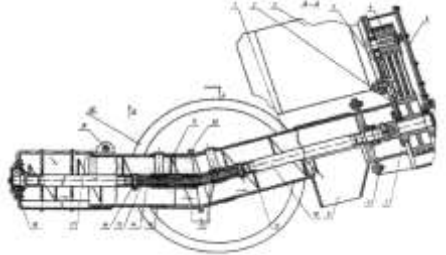
1	2	3	4	5	6
27	Секційний ГРО		30	Шарнірний ГРО	
28	Шарнірний ГРО		31	ГРО з внутрішнім з'єднанням секцій	
29	ГРО з гнучким валом		32	Гнучкий вал ГРО	

Приклади функціональних можливостей ГГК наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Функціональні можливості гнучких гвинтових конвеєрів

Схема ГГК	Функціональне призначення
1	2
	Завантаження екструдера порошковими або дрібнозернистими матеріалами за допомогою ГГК
	Подача сировини в хімічний апарат за допомогою ГГК

1	2
	<p>Вивантаження та перевантаження сипких вантажів за допомогою ГГК</p>
	<p>Консольний ГГК транспортуєчий за схемою “від приводу”</p>
	<p>Змішування й дозування багатокомпонентних сумішей за допомогою ГГК</p>
	<p>Двомагістральний ГГК для завантаження матеріалів з насипів чи інших місць забору та їх перевантаження</p>
	<p>Гвинтовий соковитискач з гнучким гвинтовим робочим органом</p>
	<p>Гвинтовий конвеєр з гнучким приводним валом для завантаження матеріалів з насипів чи інших місць забору та їх перевантаження</p>

1.2. Аналіз перевантажень гнучких гвинтових конвєсєрів та засоби їх захисту

Гнучкі гвинтові конвєсєри знайшли широке використання у різних галузях економіки для переміщення сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. При їх експлуатації за рахунок нестабільності завантаження матеріалу та потрапляння сторонніх предметів часто виникають перевантаження, які призводять до значних деформацій і поломок елементів цих механізмів, особливо гнучких гвинтових робочих органів. Тому, для забезпечення надійної роботи ГГК необхідно використовувати в їх конструкціях ефективні захисні механізми.

Перевантаження, які виникають при роботі ГГК, бувають технологічними (завелике завантаження матеріалом, не раціональні режими роботи тощо) і випадковими (потрапляння сторонніх предметів, кускових матеріалів тощо). Перевантаженням технологічного характеру можна запобігти при забезпеченні раціонального заповнення транспортованим матеріалом міжвиткового простору шнека ГГК, та вдосконалюючи механізми завантаження (бункери, живильники та насадки) [5, 38], а також використанням в конструкціях приводів ГГК запобіжних муфт. Виникнення випадкових перевантажень важко передбачити і запобігти їм можна використовуючи в конструкціях ГГК запобіжні муфти [24, 28, 30, 46, 47], з яких до найбільш розповсюджених слід віднести фрикційні, кулачкові, кулькові, планетарні, реверсивні, з осьовим зміщенням валів і комбіновані запобіжні муфти.

Вибір конструкції ГГК залежить від їх ціни, продуктивності, витрат енергії на виконання процесу, на обслуговування та ремонт, втрат від пошкодження при транспортуванні, габаритів, безпеки експлуатації, довжини траєкторії транспортування і можливості зміни її кривизни, висоти підйому тощо. При виборі та оцінці конструкції ГГК слід враховувати, що надійність експлуатації має не менш важливе значення, як його продуктивність, ціна та вартість експлуатації. Тому при розробці конструкцій ГГК акцент роблять на

надійності та безвідмовності в роботі, продуктивності та безпеки експлуатації. Це, в свою чергу, залежить від правильного підбору захисних пристроїв, що мають забезпечити захист від перевантаження ГГК, до яких належать запобіжні та пружні муфти, бункерні захисні решітки, захисні насадки та огорожуючі захисні елементи. Для ефективного вибору захисних пристроїв у конструкціях ГГК [5] нами вдосконалено схему взаємозв'язку їх конструктивних характеристик і захисних механізмів від характеру навантаження (рис. 1.1). Користуючись даною схемою можна підібрати адекватні захисні механізми ГГК, а саме бункерні захисні решітки для вивантажуючих магістралей шнеків, захисні насадки для завантажуючих магістралей, огорожуючі захисні елементи для підбирачів, запобіжні, пружні чи пружно-запобіжні муфти, що поєднують функціональні характеристики обох видів.

Проте далеко не всі конструкції запобіжних муфт у повній мірі задовольняють поставлені перед ними вимоги по ефективному розімкненню кінематичного ланцюга у разі виникнення перевантаження в гнучких гвинтових конвеєрах. Більшість запобіжних муфт імпульсного типу застосовуються при невеликих швидкостях, малих крутних моментах і махових масах з'єднувальних частин, оскільки при високих швидкостях і великих масах такі муфти створюють багаторазові перевантаження в момент повторних включень, що призводять до швидкого зносу поверхонь кулачків і кульок та нестабільності обертального крутного моменту. Фрикційні запобіжні муфти мають низький коефіцієнт точності спрацювання при перевантаженні, а тому їх застосування в приводах ГГК досить обмежене. Планетарні запобіжні муфти є конструктивно складними у виконанні, мають значні габаритні розміри і є доволі дорогими, що також обмежує їх використання в конструкціях ГГК. З метою розвантаження робочих органів ГГК при забиванні транспортної магістралі розроблено реверсивні запобіжні муфти, конструктивною особливістю яких є те, що при стопорінні гвинта муфта спрацьовує і відбувається повертаючи шнека в зворотному напрямку. Це дозволяє спіралі

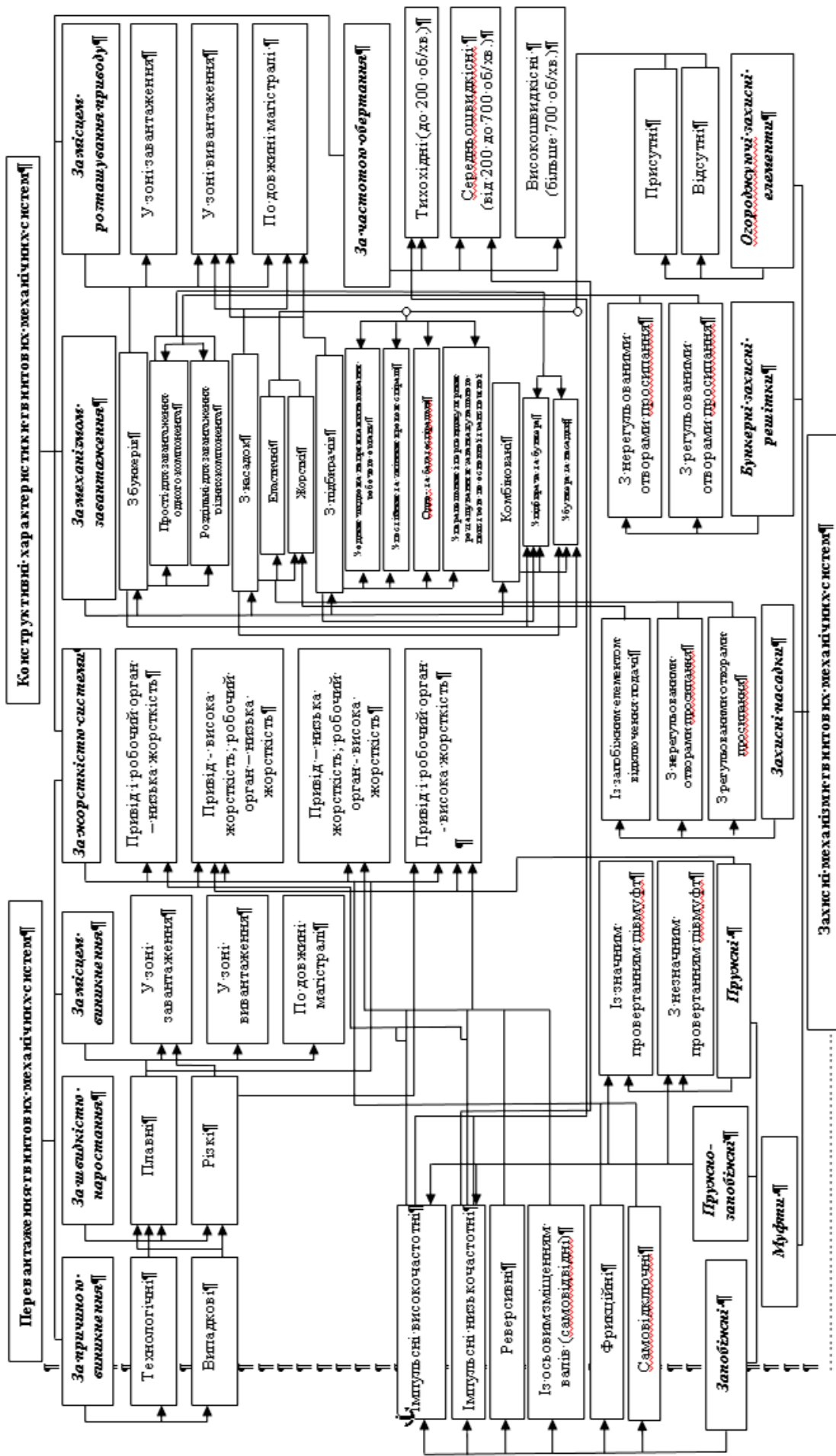


Рис. 1.1. Схема взаємозв'язку конструктивних характеристик гнучких гвинтових конвеєрів і захисних механізмів від характеру навантаження

саморозвантажуватись і знімати забивання транспортної магістралі. Але ці муфти надто складними, дорогими і ненадійними в роботі. Запобіжні муфти з осьовим зміщенням валів можна використовувати лише у конструкціях тихохідних конвеєрах (до 200 об/хв.), що робить їх використання малоефективним. Крім того, реверсивні запобіжні муфти та муфти з осьовим зміщенням валів можуть використовуватись лише у конструкціях жорстких гвинтових конвеєрах зі спіралями, які знаходяться на валах. Для ефективного захисту ГГК від перевантажень розроблено і досліджено пружно-запобіжну муфту, особливістю якої є забезпечення плавного запуску шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на них в процесі перенавантаження, а також розчеплення кінематичного ланцюга при виникненні критичного навантаження.

Вибір бункерних захисних решіток, захисних насадок та огорожуючих захисних елементів є нескладним процесом і залежить від розмірів частинок транспортованого вантажу та продуктивності ГГК і необхідності дотримання умови їх ефективного завантаження. На рис. 1.2 представлені мобільні гвинтові конвеєри, в бункерах яких розташовані решета з відповідними отворами. Вони виконані з метою непопадання до кожуха конвеєра сторонніх предметів та крупногабаритних кускових матеріалів, які можуть викликати його забивання.



Рис. 1.2. Гвинтові конвеєри з бункерним завантаженням:
а) пересувний КВП-60 (ПАТ «ЧеркасиЕлеваторМаш»); б) пересувний конвеєр (ПАТ «Завод Елеваторного Обладнання», м. Кропивницький)

Основним призначенням бункерів таких конвеєрів є відвантаження матеріалу за умови запобігання явища перевантаження шнека. Бункери бувають з регульованим (оснащені різного роду шиберами) та нерегульованим завантаженням, із захисними решетами та без них, а за формою виконання квадратними, прямокутними, круглими (конічними, циліндричними), коритоподібними тощо.

Функціональне призначення насадок – бездеформаційний ввід спіралі в матеріал, її безпечна робота та здійснення ефективного завантаження конвеєра за умови запобігання явища перевантаження технологічного характеру і поломок транспортних засобів [38]. Вони бувають (рис. 1.3) з регульованими отворами (регулюється процес завантаження магістралей) і нерегульованими (з постійними отворами), із запобіжною та без запобіжної функцією.

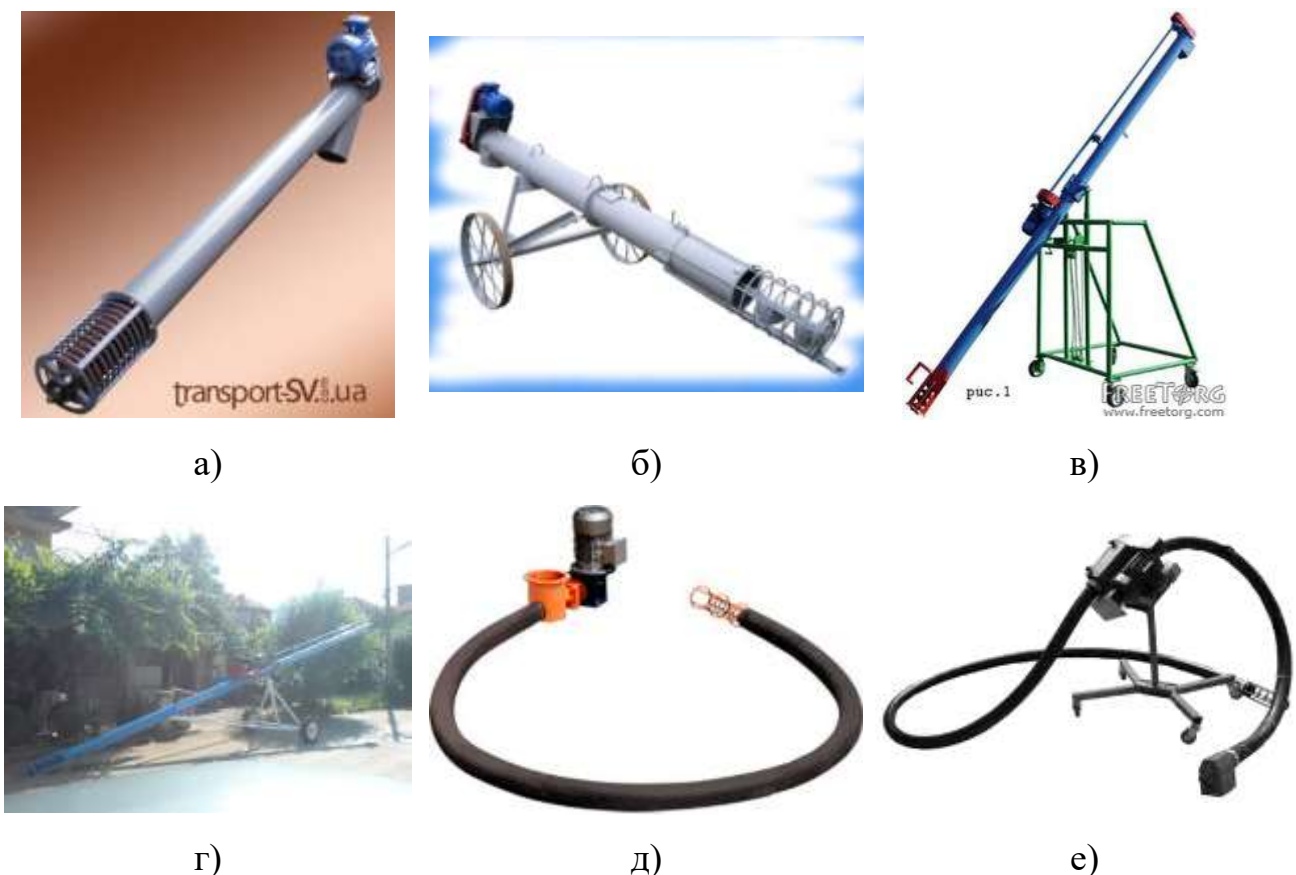


Рис. 1.3. Гвинтові конвеєри оснащені нерегульованими насадками: а) (ПАТ «Завод елеваторного обладнання», м. Кіровоград); б) (ООО «Пром-стройкомплект», Росія); в) (ООО «Флона», Білорусія); г) (ЕТ «КИСИ-Иван Маринов», Болгарія); д) (ООО «ТехРесурс», Росія); е) (ООО ТД «БМЗ», Росія)

До негативних сторін даних насадок слід віднести неможливість регулювання величини завантаження матеріалом завантажувальних магістралей ГК і забезпечення оптимальної продуктивності останніх.

На рисунку 1.4 зображено завантажувальні насадки з функцією захисту при введенні гвинтової спіралі в сипкий матеріал. Конструкція самозавантажувальної насадки (рис 1.4.а) включає конічну та циліндричну поверхні, в останній з яких розміщується гвинтова спіраль. На циліндричній поверхні насадки виконано радіальні отвори 2, що частково перекриваються відігнутими пелюстками 1, які при введенні в сипкий матеріал магістралі конвеєра забезпечують захист спіралі від деформацій. До негативних сторін даної насадки слід віднести неможливість регулювання величини завантаження конвеєра і можливість травмування оператора до відігнутих пелюстків 1 насадки при переміщенні і роботі з нею.

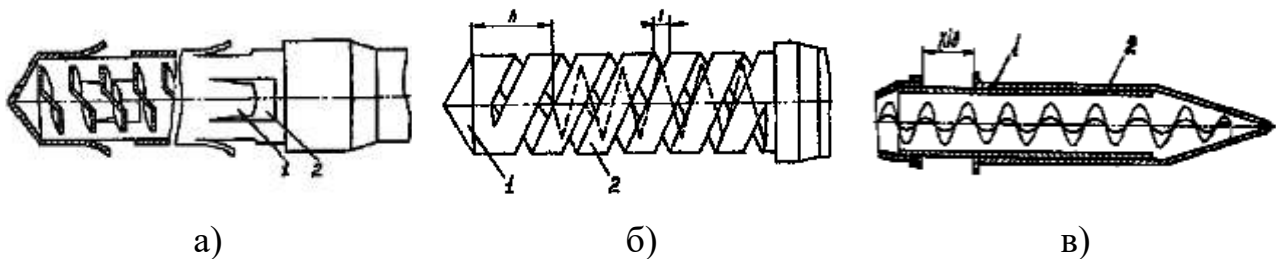


Рис. 1.4. Насадки гвинтових конвеєрів з функцією захисту при введенні гвинтової спіралі в сипкий матеріал

Насадка ГК, яка зображена на рис. 1.4.б, складається з наконечника 1 та циліндричних спіралей 2, між витками яких утворені зазори для просипання матеріалу. З метою непотрапляння транспортної спіралі в отвори між спіралями 2, напрям навивки циліндричних спіралей 2 виконано протилежним напрямку навивки транспортної спіралі. При введенні насадки в матеріал, витки циліндричних спіралей 2 під дією сили введення деформуються і закривають отвори просипання, що не призводить до деформації транспортної спіралі, а потім під дією пружних сил займають початкове положення, що забезпечує просипання матеріалу в середину насадки. До недоліків даної насадки слід

віднести неможливість регулювання величини завантаження конвеєра при перевантаженні різних матеріалів.

Насадка ГГК для бездеформаційного введення шнека в матеріал (рис. 1.4.в) складається з кожуха 1 і наконечника 2, який після введення насадки в матеріал натягується на кожух і його пелюстки розкриваються, що забезпечує завантаження магістралі ГК. До негативних особливостей цієї насадки необхідно віднести вкрай низьку можливість завантаження конвеєра.

На базі розробленої схеми взаємозв'язку їх конструктивних характеристик і захисних механізмів від характеру навантаження (рис. 1.1) нами розроблено класифікацію захисних механізмів ГГК, яку представлено на рис. 1.5. До захисних механізмів ГГК необхідно віднести муфти різних типів (запобіжні, пружно-запобіжні та пружні), захисні насадки, бункерні захисні решітки та огорожувальні захисні елементи.

Запобіжні муфти поділяються на: високочастотні імпульсного типу, до яких належать кулачкові, кулькові, роликові, з конусоподібними пальцями і комбіновані; низькочастотні імпульсного типу, до яких належать планетарні з різними елементами зачеплення, кулькові низькочастотні і роликові низькочастотні; реверсивні; із осьовим зміщенням валів; фрикційні; самовідключні; із руйнівними елементами. До пружно-запобіжних муфт слід віднести високочастотні та низькочастотні імпульсного типу (перелічені вище) і фрикційні з пружно-копенсуючих елементами. До пружних муфт доцільно віднести різновиди муфт з металевими і неметалевими елементами, класифікацію яких на високому рівні представлено в роботі [30].

Захисні насадки слід поділяти на чотири типи: із запобіжним механізмом відключення подачі; з нерегульованими отворами просипання; з регульованими отворами просипання; з механізмом регулювання подачі матеріалу під час процесу транспортування.

Бункерні захисні решітки поділяють на ті, в яких регулюються отвори просипання, і ті, в яких не регулюються отвори просипання.

Класифікація захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів

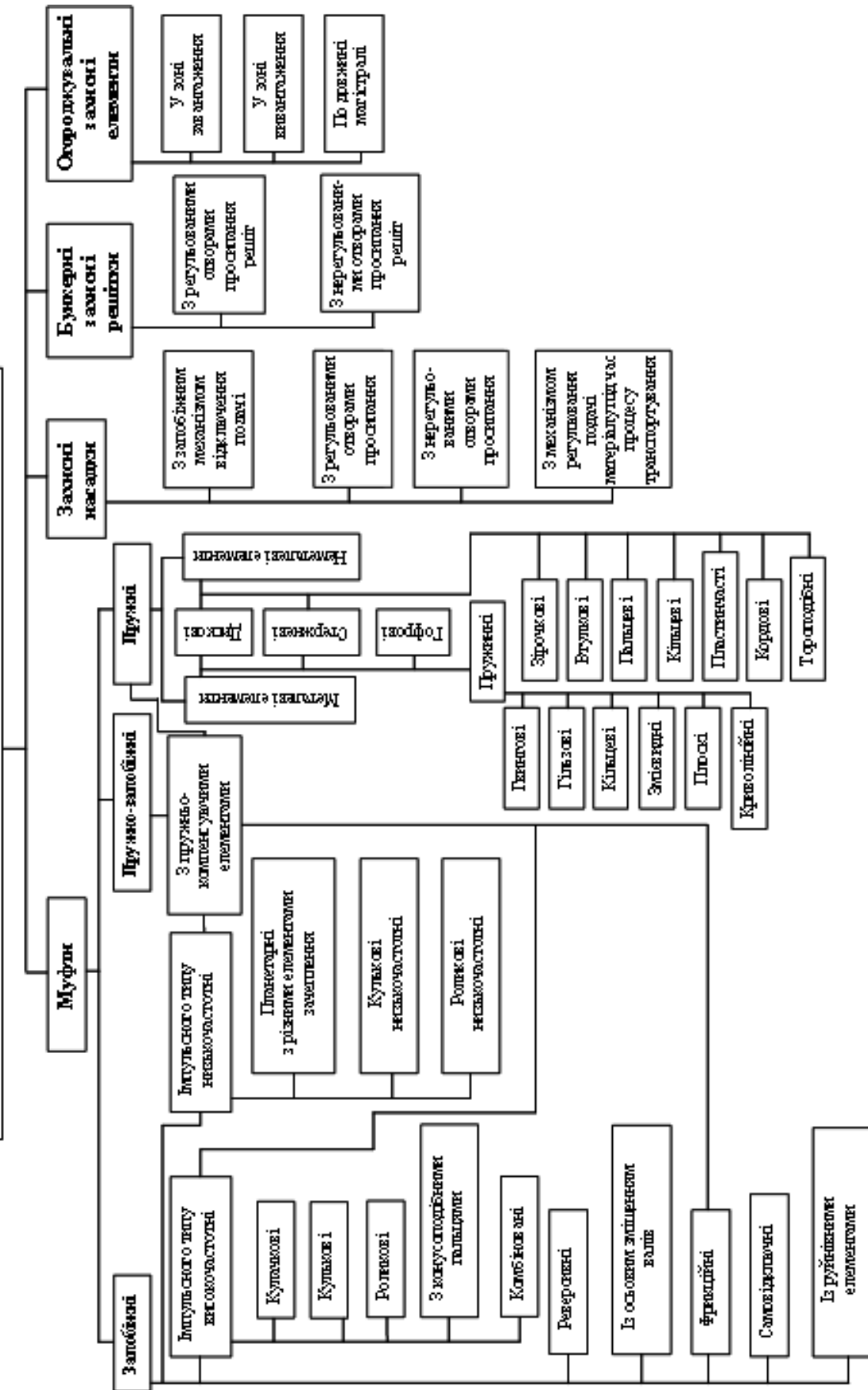


Рис. 1.5. Класифікація захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів

Огороджувальні захисні елементи доцільно поділяти на розміщені: у зоні завантаження; у зоні вивантаження; по довжині магістралі.

Вибір захисних механізмів і їх конструкцій залежить від призначення, ГГК, умов роботи, їх ціни, продуктивності, витрат енергії на виконання процесу, на обслуговування та ремонт, втрат від пошкодження при транспортуванні, габаритів, безпеки, надійності і безвідмовності експлуатації, довжини магістралі, кривизни траєкторії транспортування і можливості її зміни, висоти підйому транспортованого матеріалу тощо.

Вимоги, що висуваються до захисних механізмів ГГК, напряду залежать від перелічених вище факторів. Розрахунок бункерних захисних решіток та огорожуючих захисних елементів ґрунтується на виборі величини отворів з метою непотрапляння до кожуха ГГК сторонніх предметів, великих кускових матеріалів, які можуть викликати його забивання, а також виходячи з раціонального процесу завантаження міжвиткового простору шнека для забезпечення максимальної продуктивності. Розрахунок захисні насадок проводять з тих же міркувань, користуються базовою залежністю, яка визначає швидкість просипання вантажу через отвір. Переважно муфти розраховують за обертальним моментом. При розрахунках пружних муфт часто використовують величину податливості муфти, яка є оберненою до жорсткості, та кут закручування, який характеризує пружні властивості муфти та її жорсткість. Також важливим параметром пружно-компенсуючих муфт є їх енергоємність, яка характеризує здатність пристроїв амортизувати поштовхи та ударні навантаження за рахунок накопичення потенційної енергії в пружних елементах за рахунок пружної деформації останніх [30]. Основними вимогами, які ставляться до запобіжних муфт, є точність спрацювання, чутливість спрацювання, динамічність, стабільність та інші [47]. Для муфт імпульсного типу однією з характеристик є частота спрацювання [14]. В конструкціях ГГК доцільно використовувати муфти з розширеними функціональними можливостями, які поряд із запобіжною функцією володіють пружно-компенсуючою.

1.3. Синтез гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами

Для пошуку нових ідей зі створення прогресивних конструкцій ГРО доцільно використовувати відомий метод морфологічного аналізу [32], що дає можливість отримати повну кількість рішень, та його модифікований варіант: метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [11, 12, 18], який передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при економії витрат, зусиль та часу.

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування ГГК шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [18] було визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основі чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 1.3. Вона поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ГГК і зв'язки між ними, а до їх складу внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: привід, гвинтовий робочий орган, механізм завантаження, розташування гвинтового конвеєра, механізм розвантаження. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки та за рахунок додаткових ознак. Проте даний варіант моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою її спрощення, що дозволяє мінімізувати кількість генерованих варіантів.

Морфологічну модель ГГК (табл. 1.3) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці. В даному випадку можна скористатись комбінацією методу синтезу ієрархічних груп [18] за допомогою морфологічного аналізу. Сам метод базується на морфологічному аналізі та передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів з віднесенням до кожного з окремих конструктивних елементів системи.

Таблиця 1.3

Морфологічна таблиця ознак конструктивних елементів гнучкого гвинтового конвеєра

Привід		Гнучкий гвинтовий робочий орган				Завантажувальний механізм			
1. Вид	2. Вид руху	3. Кількість	Конструкція гвинта			9. Конструкція жолоба	10. Процес	11. Тип	
			4. Профіль спіралі	5. Тип	6. Кількість спіралей	7. Комбінація спіралі			
1.1. Елек- тропривід	2.1. Безпе- реверний	3.1. Один	4.1. Вузько- полосна	5.1. Карданний	6.1. Одна	7.1.	9.1. Супільна	10.1. Гравіта-	11.1. Бункер
1.2. Пнев- мопривід	2.2. Шкеліч-	3.2. Два	4.2.	5.2. 3 гнучким валом	6.2. Дві	Одношпорова	9.2. Секційна	10.2. Прили-	11.2.
1.3. Двигунний	2.3. 3 прис- коренням	3.3. Кілька	4.3. Широко- полосна	5.3. Секційний	6.3. Три	7.2.	10.3. Розділ-	10.3. Розділ-	11.3.
1.4. Гідро- привід	2.4. Криво- вій		4.4. Г- подібна чи нахилена	5.4. 3 кульковим з'єднанням		Комбінована	10.4. 3 кабі-	10.4. 3 кабі-	11.3.
			4.5. Діла- тева	5.5. 3 двошарнірним з'єднанням			10.5. 3 подрі-	10.5. 3 подрі-	
			4.6. 3 вирі- занні чи	5.6. Шарнірний			10.6. 3 додат-	10.6. 3 додат-	
			4.7. Дру- жина	5.7. 3 фрикційним з'єднанням			10.7. 3 додат-	10.7. 3 додат-	
				5.8. 3 запобіжним з'єднанням			10.8. 3 додат-	10.8. 3 додат-	
				5.9. 3 пальцевим з'єднанням			10.9. 3 додат-	10.9. 3 додат-	
				5.10. Безвальний з внутрішнім з'єднанням			10.10. 3 додат-	10.10. 3 додат-	
							10.11. 3 додат-	10.11. 3 додат-	

У нашому випадку особливості комбінації даного методу полягатимуть у розчленуванні першого ієрархічного рівня моделі механічної системи «Гнучкий гвинтовий конвеєр» (рис. 1.6) на дві підгрупи, де до першої підгрупи входять конструктивні елементи, що відобразатимуть особливі морфологічні ознаки конструкції гвинта (5) (рис. 1.7) та (7), а до другої кількість спіралей у ГРО (6). До другого ієрархічного рівня до першої підгрупи кількість приводів (3), що визначає кількість робочих органів у ГГК, до другої підгрупи профіль спіралі (4), і до третьої підгрупи конструктивні елементи завантажувального механізму (9) і (10). До третього ієрархічного рівня до першої підгрупи вид привода (1) і вид його руху (2), до другої підгрупи конструкцію жолоба (8). При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з розбивкою їх на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься по формулі [11]:

$$N_{II} = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i ,$$

де z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; x – певна підгрупа відповідного ієрархічного рівня; q – кількість підгруп відповідного ієрархічного рівня; K_i – альтернатива конструктивної ознаки елемента певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивної ознаки елементів певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня.

$$N_{\text{АДІ}} = \left| \begin{array}{l} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \\ 5.5 \quad 7.1 \\ 5.6 \quad 7.2 \\ 5.7 \\ 5.8 \\ 5.9 \\ 5.10 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{l} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{l} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{l} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \\ 4.7 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{l} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \\ 9.4 \\ 9.5 \\ 9.6 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{l} 10.1 \\ 10.2 \\ 10.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{l} 1.1 \quad 2.1 \\ 1.2 \quad 2.2 \\ 1.3 \quad 2.3 \\ 1.4 \quad 2.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{l} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| = 69 .$$

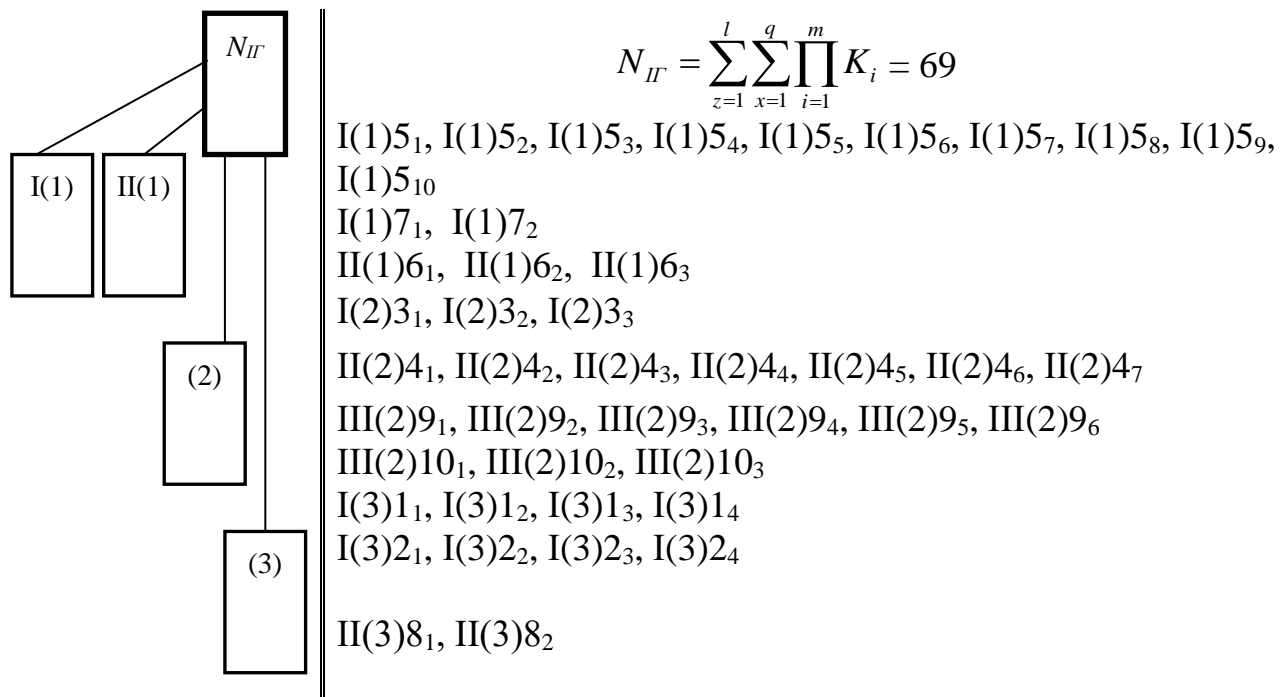


Рис. 1.6. Модель механічної системи «Гнучкий гвинтовий конвеєр»: I – перша підгрупа ієрархічного рівня; II – друга підгрупа ієрархічного рівня; III – третя підгрупа ієрархічного рівня; (2) – другий ієрархічний рівень; (3) – третій ієрархічний рівень

При синтезі ієрархічних груп з розбивкою їх на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу кількість альтернативних конструктивних варіантів ГТК становитиме 68. Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГРО, що входять в морфологічну матрицю, є дуже великою і важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. Крім того, одних і тих же секцій гвинта може бути декілька, що ще більше ускладнить прийняття рішення. Тому вибір варіанту конструкції ГРО залежатиме, у першу чергу, від характеру виконання транспортно-технологічного процесу і навантаження на гвинт. Якщо конструювання ГРО здійснювати виходячи з певних умов роботи (заданої продуктивності, розмірів та нехтування якістю виконання процесу), то принцип вибору зведеться до пошуку альтернативи з вимоги забезпечення оптимальної міцності та собівартості ГРО. В результаті синтезу вдалось згенерувати значну кількість працездатних конструкцій альтернативних варіантів ГРО, які захищені деклараційними патентами України на корисні моделі.

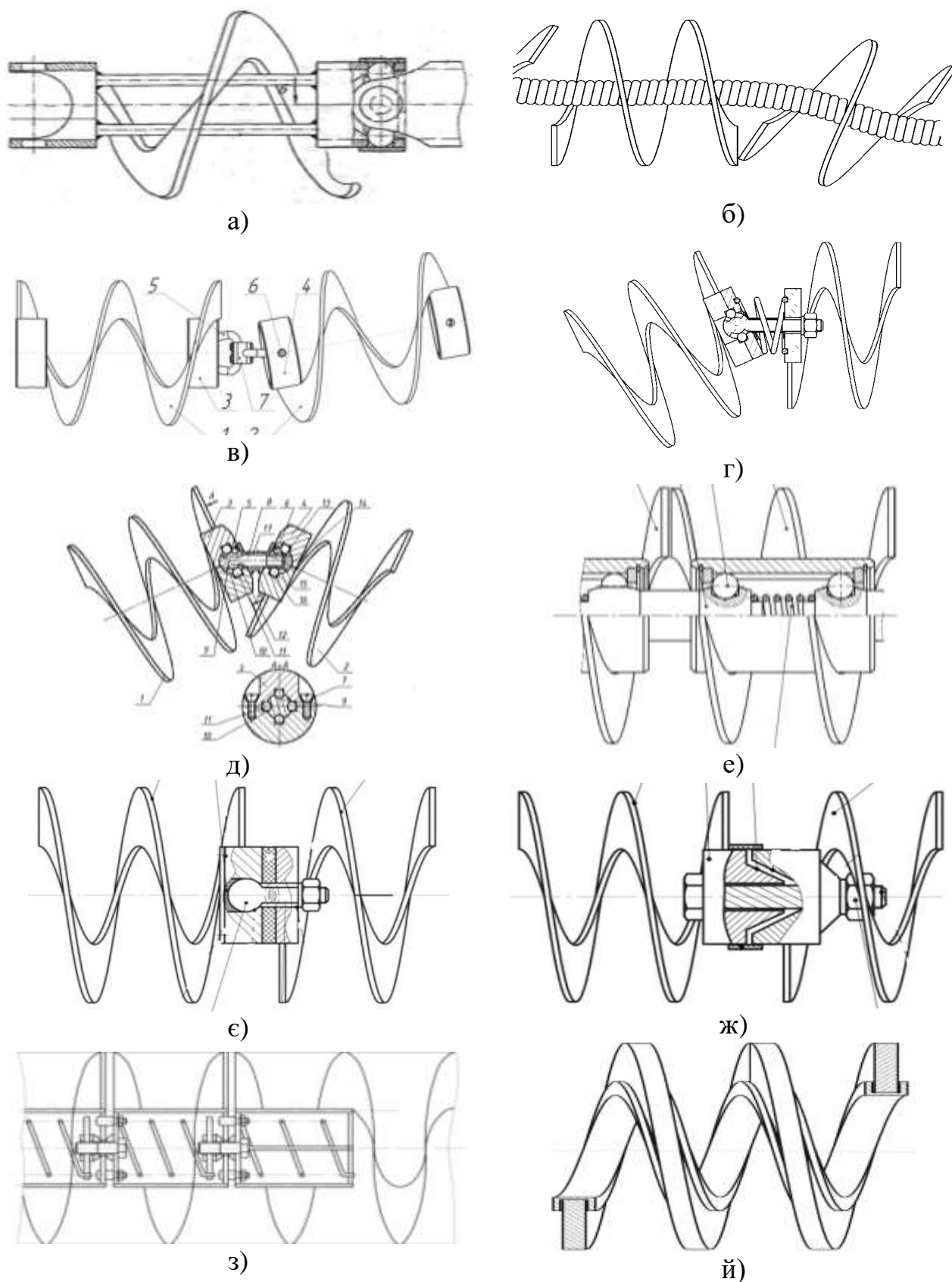


Рис. 1.7. Варіанти конструкцій гвинтів: а) карданний; б) з гнучким валом; в) секційний; г) з кульковим з'єднанням; д) з двохшарнірним з'єднанням; е) шарнірний; є) з фрикційним з'єднанням; ж) з запобіжним з'єднанням; з) з пальцевим з'єднанням; й) безвальний з внутрішнім з'єднанням секцій

1.4. Розробка схеми та визначення конструктивних параметрів секційного робочого органу гвинтових перевантажувальних механізмів

Покращення технічного рівня ГГК досягається шляхом секційного виконання гвинтових робочих органів, що усуває часті пошкодження спіралей від знакозмінних циклічних навантажень, які в значній мірі гальмують промислове застосування таких гвинтових перевантажувальних механізмів. На рисунку 1.8 представлено ГГК з секційним робочим органом [41], в якому для уникнення пошкоджень внутрішньої поверхні гнучкого кожуха поверхня обертання кожної секції виконана профільною (бочкоподібного типу).

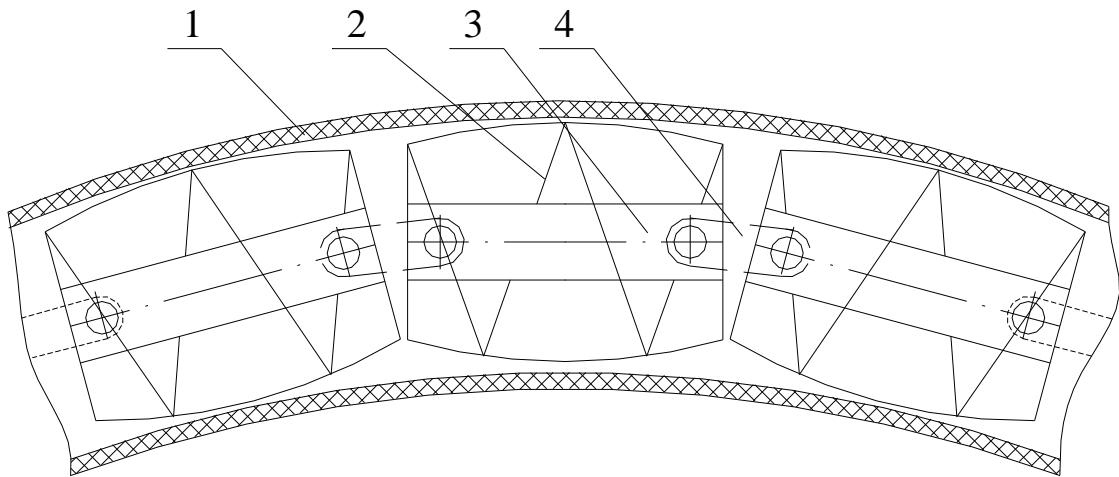


Рис. 1.8. Принципова схема секційного робочого органу ГГК:
1 – гнучкий кожух; 2 - секційна стрічкова спіраль; 3 - несучий вал;
4 - з'єднувальний елемент

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей для визначення конструктивних параметрів гвинтових секцій залежно від радіусу кривизни транспортування [34].

Транспортна система на криволінійних трасах характеризується радіусом кривини R_k , діаметром гнучкого кожуха d_k , геометричними параметрами гвинтової секції (довжиною l , максимальним радіусом в медіальному перерізі секції R_1 , радіусом перерізу в торцевій частині секції R_2 , відстанню від центра вісі з'єднувального шарніра до торця секції a).

Основним геометричним конструктивним розрахунком гвинтового робочого органу (ГРО) на криволінійній ділянці є визначення величини мінімального зазору Δ між торцями шарнірно з'єднаних секцій за умови уникнення заклинювання секцій між собою в процесі переміщення вантажу по криволінійних трасах. Тобто потрібно встановити функціональну залежність від вказаних геометричних параметрів, а саме: $\Delta = \Delta (R_k, l, R_1, R_2, a)$. Тут вхідні дані для розрахунку умовно поділяються на дві групи: одні формуються під час проектування робочого органу для конкретних умов експлуатації (R_k, d_k); інші – одержують в результаті попередніх розрахунків конструктивних елементів секцій та прийнятих конструктивних рішень (l, R_1, R_2). Оскільки, для уникнення пошкоджень внутрішньої поверхні гнучкого кожуха поверхня обертання гвинтової поверхні секції виконана бочкоподібною, то радіус її кривизни повинен бути меншим або рівним радіусу кривини магістралі транспортування сипких вантажів.

На розрахунковій схемі (рис. 1.9) зображено поверхні обертання шарнірно з'єднаних бочкоподібних гвинтових секцій, які знаходяться в середині гнучкого еластичного кожуха.

Для визначення величини зазору Δ між секціями попередньо визначимо кут φ , який визначає половину нижньої дуги AB гвинтової секції:

$$\varphi = \arctg \frac{l/2}{(R_k - 2R_2 - z)}, \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{l/2}{R_k - (2R_2 + z)}, \quad (1.1)$$

де l – довжина гвинтової секції; R_k – радіус кривини гнучкого кожуха; R_2 – радіус торцевої поверхні бочкоподібної гвинтової секції; z – величина перепаду між радіусами центральної й торцевої поверхонь бочкоподібної гвинтової секції.

Наступним етапом є встановлення довжини s шарнірних з'єднань, через яку визначається мінімальна величина Δ між секціями. Для цього знайдемо

величину кута β , який визначає величину від центра шарніра т. E до центра бочкоподібної гвинтової секції точки Q :

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}; \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}, \quad (1.2)$$

де a – відстань від центра шарніра до торця бочкоподібної гвинтової секції;
 R_1 – радіус центральної частини бочкоподібної гвинтової секції

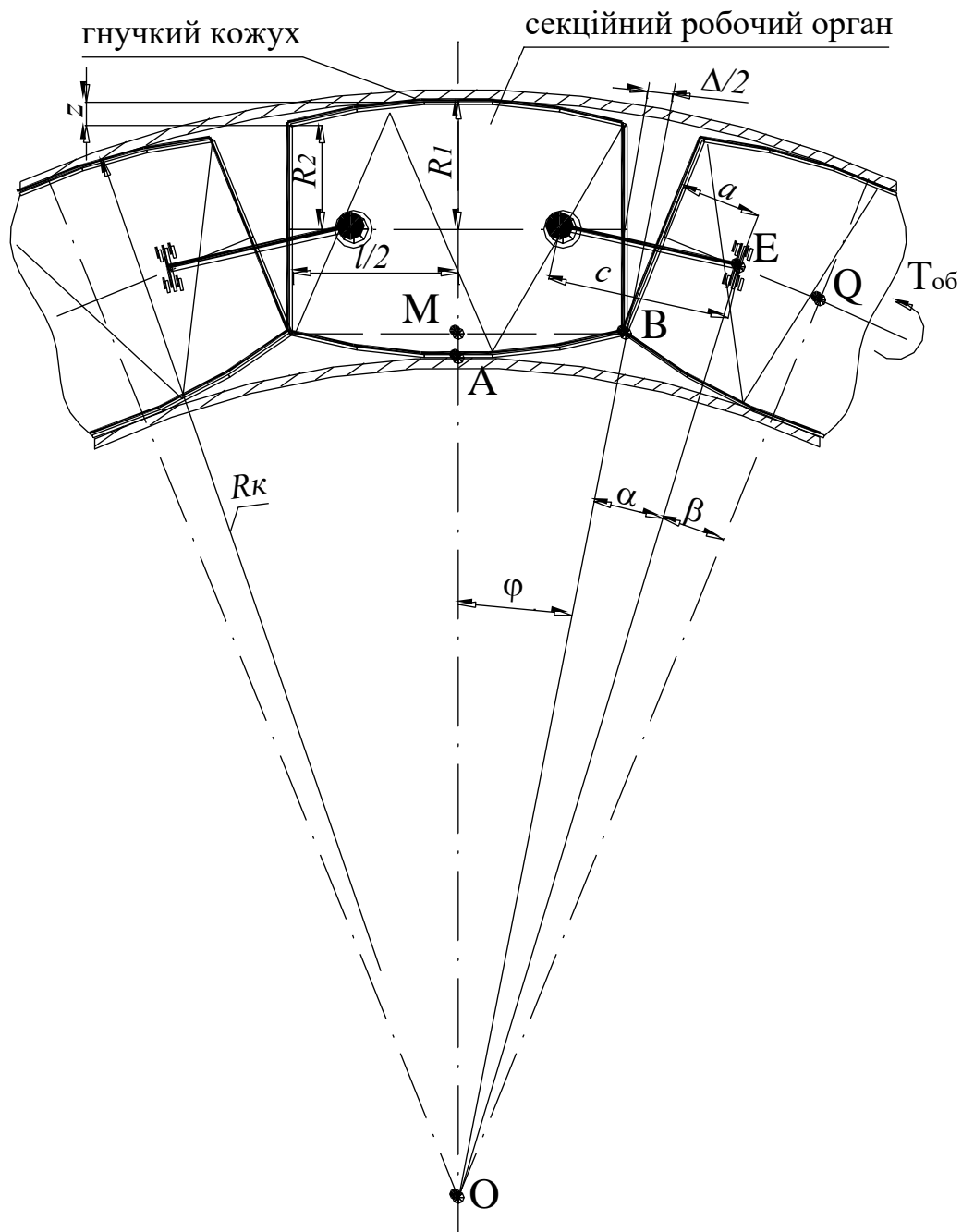


Рис. 1.9. Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів гвинтової секції

Визначимо довжину відрізка OE :

$$\sin \beta = \frac{(l/2 - a)}{OE}; \quad OE = \frac{(l/2 - a)}{\sin\left(\arctg\frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}\right)}. \quad (1.3)$$

Для встановлення половини довжини шарнірного з'єднання c через кути φ і β визначимо кут α :

$$\alpha = \varphi - \beta = \arctg\left[\frac{l/2}{R_k - 2R_2 - z}\right] - \arctg\left[\frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}\right]. \quad (1.4)$$

Виходячи з умови $\sin \alpha = c / (2 \cdot OE)$, довжина c дорівнює:

$$c = 2 \cdot \frac{(l/2 - a)}{\sin\left(\arctg\frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}\right)} \times \sin\left(\arctg\left[\frac{l/2}{(R_k - 2R_2 - z)}\right] - \arctg\left[\frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}\right]\right). \quad (1.5)$$

Таким чином, зазор Δ між секціями визначається з залежності:

$$\Delta = c - 2a; \quad \Delta = 2 \left(\frac{(l/2 - a)}{\sin\left(\arctg\frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}\right)} \sin\left(\arctg\left[\frac{l/2}{(R_k - 2R_2 - z)}\right] - \arctg\left[\frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}\right]\right) - a \right). \quad (1.6)$$

Оскільки параметри R_1 , R_2 і z взаємозв'язані, то визначимо R_2 і z через величини R_k ; R_1 і l , які задаються конструктивно:

$$z = R_k - \sqrt{R_k^2 - (l/2)^2}; \quad (1.7)$$

$$R_2 = R_1 - R_k + \sqrt{R_k^2 - (l/2)^2}. \quad (1.8)$$

В кінцевому вигляді залежність (1.6) набуде вигляду

$$\Delta = 2 \left(\frac{(l/2 - a)}{\sin \left(\arctg \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right)} \times \sin \left(\arctg \left[\frac{l/2}{(2R_k - 2R_1 - \sqrt{R_k^2 - (l/2)^2})} \right] - \arctg \left[\frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right] \right) - a \right). \quad (1.9)$$

На основі аналізу залежності (1.9) на ПЕОМ побудовано графічні залежності мінімального зазору Δ між гвинтовими секціями від радіуса кривини магістралі перевантаження R_k (рис. 1.10 і рис. 1.11) і довжини секції l (рис. 1.12).

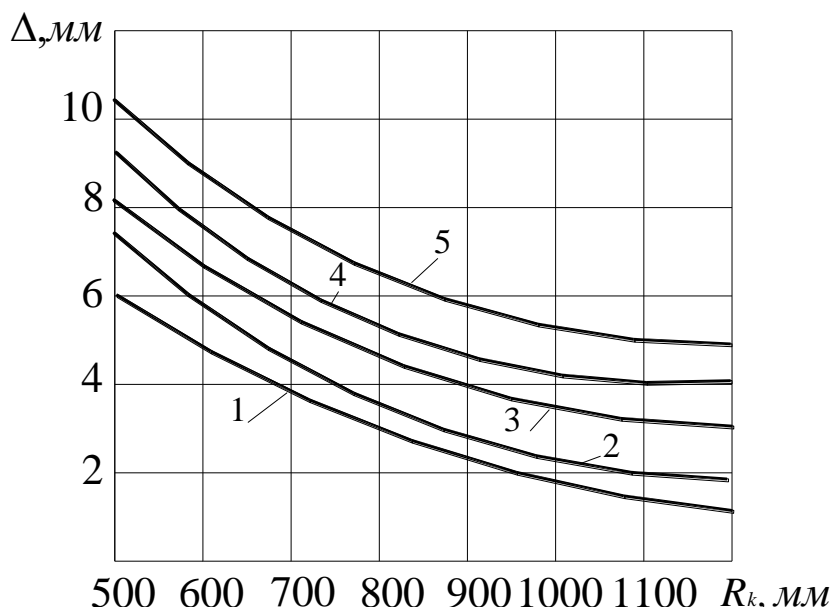


Рис. 1.10. Залежність мінімального зазору Δ між гвинтовими секціями від радіуса кривини магістралі R_k при $a = 14 \text{ мм}$, $R_1 = 36 \text{ мм}$ для: 1 – $l = 80 \text{ мм}$; 2 – $l = 100 \text{ мм}$; 3 – $l = 120 \text{ мм}$; 4 – $l = 140 \text{ мм}$; 5 – $l = 160 \text{ мм}$

Встановлено, що величина a розташування осі шарніра відносно торця секції практично не впливає на зміну зазору Δ , абсолютна величина якого змінюється в межах 1,8 – 4% для $a = 10 - 18 \text{ мм}$ при зміні інших параметрів. Користуючись залежністю (2.9) або рис. 2.3, 2.4 можна підібрати необхідні конструктивні параметри секцій робочого органу, виходячи з умов транспортування.

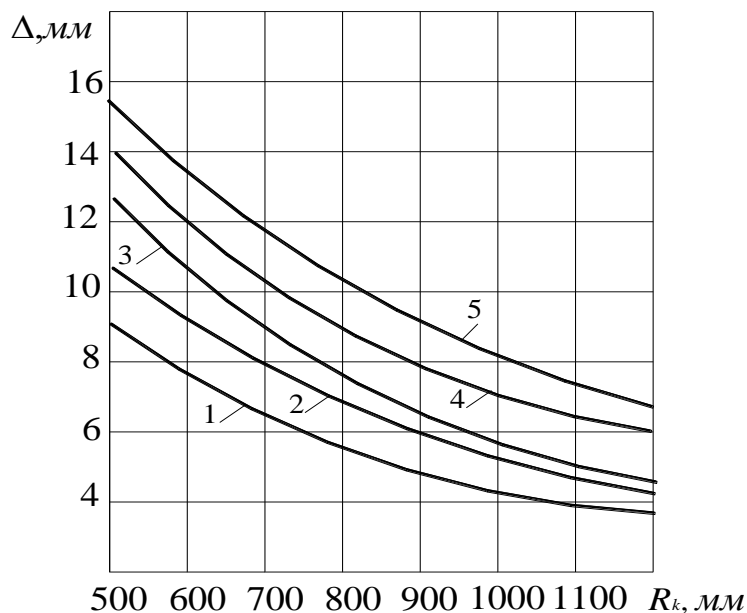


Рис. 1.11. Залежність мінімального зазору Δ між гвинтовими секціями від радіуса кривини магістралі R_k при $a = 14$ мм, $R_l = 48$ мм для: 1 – $l = 80$ мм; 2 – $l = 100$ мм; 3 – $l = 120$ мм; 4 – $l = 140$ мм; 5 – $l = 160$ мм

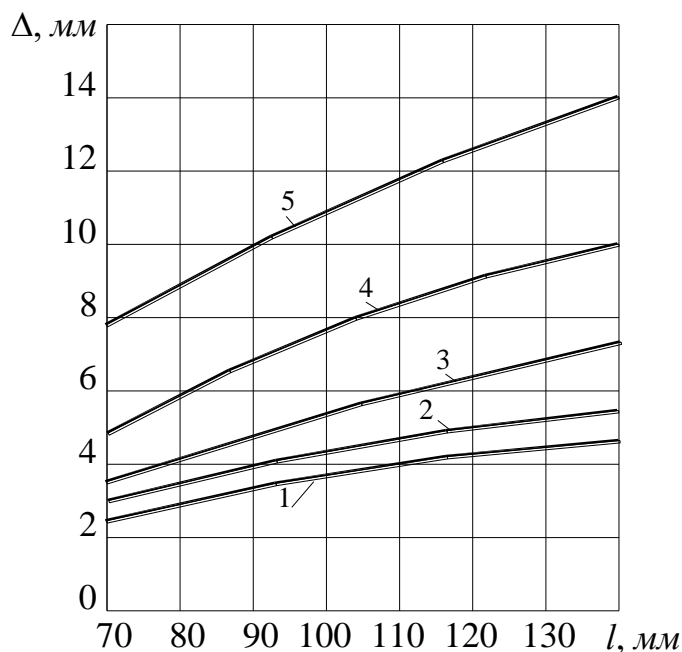


Рис. 1.12. Залежність мінімального зазору Δ між гвинтовими секціями від довжини секції l при $a = 14$ мм, $R_l = 48$ мм: для 1 – $R_k = 500$ мм; 2 – $R_k = 750$ мм; 3 – $R_k = 1000$ мм; 4 – $R_k = 1250$ мм; 5 – $R_k = 1500$ мм

На основі кінетостатичного аналізу ГРО із гнучкими кожухами діаметру $d_k = 100$ мм встановлено раціональні конструктивні параметри гвинтових секцій: довжина секції $l = 120$ мм; мінімальний радіус кривини магістралі $R_k = 0,5$ м, відстань між секціями $\Delta = 7-8$ мм; крок спіралі секції ГРО $P = 60$ мм, різниця медіального й торцевого радіусів бочкоподібної секції $z = 5-7$ мм.

1.5. Динамічна модель функціонування гвинтового робочого органу

Для визначення максимального крутного моменту, що може розвивати секційний ГРО, була складена динамічна модель, яка відображає процес його роботи в критичних режимах навантаження. Такі дослідження необхідно провести з метою виключення можливості поломки ГРО та привода при перевантаженні.

Розглянемо ГРО, як жорстку крутильну систему, крутильна жорсткість якої $c \rightarrow \infty$. У випадку, коли робочий орган навантажений матеріалом, який у швидкохідних гвинтових механізмах переміщається по гвинтовій траєкторії, то момент інерції крутильних мас буде величиною змінною, що залежить від характеру навантаження. В умовах перевантаження доцільно враховувати приведений момент інерції від робочого органу та вантажу, який буде рівний:

$$\begin{aligned} J_2 &= \sum_{v=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right] = \\ &= J_p + Q_m \frac{LD \sin \alpha}{2\omega \sin \beta_T \cdot \sin(\alpha + \beta_T)} \end{aligned} \quad (1.10)$$

де m_i – маса елементів із лінійним переміщенням; J_i – момент інерції елементів, які обертаються з кутовою швидкістю ω_i ; ω – кутова швидкість привідної частини; J_p – момент інерції робочого органу; Q_m – масовий розхід; α – кут підйому гвинтової поверхні по лінії центру мас вантажу [8]; β_T – кут підйому вантажу по гвинтовій траєкторії; L – довжина робочого органу; D – зовнішній діаметр робочого органу.

Оскільки приведений момент інерції є функцією від β_T та ω , то диференціальне рівняння руху робочого органу буде рівне [8]:

$$T_2 = J_2 \left(\frac{d\omega}{dt} \right) + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d\omega}{dt} \left(\frac{dJ_2}{d\omega} + \frac{dJ_2}{d\beta_T} \cdot \frac{d\beta_T}{d\omega} \right). \quad (1.11)$$

Момент опору буде визначатись, як момент від тертя вантажу до нерухомої поверхні кожуха. Кутова складова швидкості вантажу рівна:

$$\omega_A = \frac{\omega}{1 + \sin \frac{\operatorname{tg} \beta_T}{\operatorname{tg} \alpha}}. \quad (1.12)$$

Відповідно нормальна реакція кожуха на вантаж рівна:

$$N_k = m_c \left[\frac{D \omega_A^2}{2} - g \cos \beta_n \sin(\omega_A t) \right], \quad (1.13)$$

де m_c – виділена маса вантажу; β_n – кут нахилу магістралі; g – прискорення вільного падіння.

По довжині робочого органу різні маси вантажу змінюють своє положення поступово, а тому реакція на вантаж зі сторони всієї поверхні:

$$N_n = \frac{2QL \sin(\alpha + \beta_T)}{\omega D \sin \alpha \sin \beta_T} \cdot \frac{D \omega_A^2}{2} = \frac{2QL \omega_A \sin(\alpha + \beta_T)}{\sin \alpha \sin \beta_T}. \quad (1.14)$$

Для швидкохідних робочих органів кут нахилу траєкторії змінюється незначно і для розрахунку можна приймати його середнє значення $\beta_T = \pi/2 - \alpha - \operatorname{arctg} \mu_1$, де μ_1 – кут тертя матеріалу до поверхні робочого органу.

В залежності (1.14) сумарна маса, що знаходиться в робочому органі, представлена через її розхід (в зоні завантаження) та швидкість обертання робочого органу.

Приведений момент опору обертанню системи ГРО – вантаж рівний:

$$T_2 = \frac{\mu_2 QL \omega_A \sin(\alpha + \beta_T)}{2 \sin \alpha}, \quad (1.15)$$

де μ_2 – коефіцієнт тертя матеріалу до поверхні кожуха.

Оскільки ω_A функціонально зв'язана із ω залежністю (1.12), то із залежності (1.15) випливає, що момент опору буде змінюватись пропорційно

$\omega = \dot{\varphi}$, тобто в диференціальне рівняння буде входити складова пропорційна кутовій швидкості. Відповідно всі інші складові залежності (1.15) в першому наближенні приймемо постійними і рівними β . Тоді:

$$T_2 = \beta\dot{\varphi}, \quad (2.16)$$

де β – в'язкість системи.

Проведені дослідження обґрунтовують можливість розгляду спрощеної моделі гвинтового перевантажувального механізму як двохмасової системи. Приведений момент інерції на ділянках розгону чи гальмування із сторони вантажу визначається за залежністю (1.10). Приведена жорсткість визначається експериментально.

Розглянемо процес пуску. Для цього запишемо спрощену дискретну математичну модель робочого органу, що складається з двох приведених мас, які моделюють масові характеристики привідного вузла й робочого органу з вантажем, яку зображено на рис. 1.13.

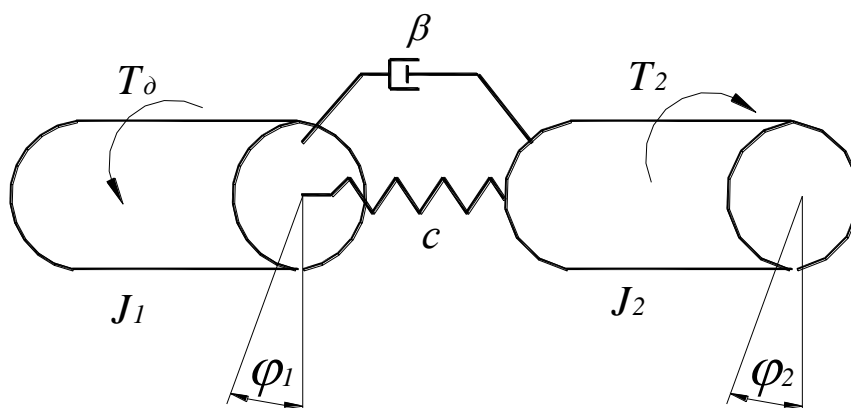


Рис. 1.13. Приведена розрахункова модель

Диференціальні рівняння руху кожної з мас можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} J_1\ddot{\varphi}_1 &= T_d - c(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_2\ddot{\varphi}_2 &= -T_2 + c(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2). \end{aligned} \quad (1.17)$$

де J_1, J_2 - приведені моменти інерції відповідно привідної частини та робочого

органу; φ_1, φ_2 - кути повороту відповідних мас; c - приведена крутильна жорсткість системи; β - в'язкість системи; T_∂ - момент двигуна, який вважаємо постійним на певному інтервалі часу; T_2 - момент опору, прикладений до веденої маси.

Динамічні навантаження, що виникають у пружній ланці, описуються залежністю:

$$T = c(\varphi_1 - \varphi_2). \quad (1.18)$$

Враховуючи це, необхідно визначити з системи (1.18) різницю кутів, прийнявши $\phi = \varphi_1 - \varphi_2$ і звівши систему (1.17) шляхом віднімання другого рівняння від першого до одного диференціального рівняння відносно змінної ϕ :

$$\ddot{\phi} + \beta \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) \dot{\phi} + c \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) \phi = \frac{T_\partial}{J_1} + \frac{T_2}{J_2}. \quad (1.19)$$

Розв'язок диференціального рівняння (1.19) знаходимо через корені відповідного характеристичного рівняння:

$$k^2 + \beta \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) k + c \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) = 0. \quad (1.20)$$

Корені рівняння матимуть комплексний характер, за від'ємного значення дискримінанту: $k_{1,2} = q \pm i\gamma$, але за великих значень в'язкості й внутрішнього тертя можуть стати дійсними (при додатному дискримінанті): $k_{1,2} = q \pm \gamma$,

де $q = \frac{-\beta(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}$ - коефіцієнт затухання;

$\gamma = \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} - \left(\frac{\beta(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} \right)^2}$ - частота власних коливань.

Розв'язок диференціального рівняння (1.19) складається з загального розв'язку однорідного диференціального рівняння та часткового розв'язку неоднорідного рівняння. У випадку комплексних коренів:

$$\phi = (A_1 \sin \gamma t + B_1 \cos \gamma t)e^{qt} + E, \quad (1.21)$$

де A_1, B_1 – сталі коефіцієнти, що визначаються з початкових умов;

$$E = \frac{J_1 J_2 \left(\frac{T_\partial}{J_1} + \frac{T_2}{J_2} \right)}{c(J_1 + J_2)} - \text{частковий розв'язок неоднорідного рівняння.}$$

У випадку дійсних коренів розв'язок набере дещо іншого вигляду:

$$\phi = A_2 e^{k_1 t} + B_2 e^{k_2 t} + E, \quad (2.22)$$

причому корені $k_{1,2}$ матимуть від'ємне значення, що вказує на згасання динамічних зусиль.

Сталі коефіцієнти A_2, B_2 , як і в попередньому випадку, визначаються з початкових умов. Для практики більш цікавим є коливний процес, коли згасання мале і навантаження відносно більші, ніж у другому випадку. Тому надалі розглядатимемо лише розв'язок (1.21).

Початкові умови у випадку пуску робочого органу, заповненого вантажем, матимуть вигляд:

$$\varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = -\frac{T_2}{c}; \quad \dot{\varphi}_1(0) = 0; \quad \dot{\varphi}_2(0) = 0. \quad (1.23)$$

Ненульове значення кута φ_2 пояснюється попереднім закручуванням робочого органу вантажем та іншими зусиллями, що діють у навантаженому гвинтовому конвеєрі.

Приведемо ці умови до змінної ϕ :

$$\phi(0) = \frac{T_2}{c}; \quad \dot{\phi}(0) = 0. \quad (1.24)$$

Підставимо початкові умови у рівняння (1.21) та його похідну по часу і отримаємо, після перетворень, значення постійних коефіцієнтів:

$$A_1 = \frac{\beta(T_2 - T_0)}{2c\gamma J_1}; \quad B_1 = \frac{J_2(T_2 - T_0)}{c(J_1 + J_2)}. \quad (1.25)$$

Максимальне зусилля виникає у момент часу, коли похідна крутного моменту дорівнює нулю, тобто:

$$\frac{dT}{dt} = ((qA_1 - \gamma B_1) \sin \gamma t + (\gamma A_1 + qB_1) \cos \gamma t) e^{\gamma t} = 0.$$

Звідси визначаємо час виникнення максимального зусилля:

$$t_{\max} = \frac{\arctg\left(\frac{\gamma A_1 + qB_1}{-qA_1 + \gamma B_1}\right) + \pi}{\gamma} = \frac{\pi}{\gamma}. \quad (1.26)$$

Як видно, максимум настає через половину періоду власних коливань системи, так як $\gamma A_1 + qB_1 = 0$.

Підставимо значення з (1.26) у формулу (1.24) і визначимо амплітудне значення максимального крутного моменту, який виникає у пружній ланці робочого органу ГГК:

$$T_{\max} = -B_1 e^{\frac{\pi q}{\gamma}} + E. \quad (1.27)$$

Для аналізу залежності максимального крутного моменту від параметрів системи проведено чисельні дослідження у діапазоні їх реальних значень.

Провівши в ПЕОМ розрахунки динамічної моделі функціонування робочого органу в критичних режимах навантаження, було досліджено конструктивні параметри ГГК (J_1 , J_2 , c) та параметри навантаження T_0 , T_2 , T_{on} , ω_0 і їх вплив на час наростання критичного навантаження, а також

характеру зміни крутного моменту, який виникає на привідних ланках робочого органа. При зміні одних параметрів інші залишались незмінними і становили: $J_1 = 10 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $T_a = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_2 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $c = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $\beta = 10 \text{ Нс/м}$.

Програма розрахунку та результати досліджень наведено в додатку А. Встановлено (рис. 1.14), що сумарна амплітуда динамічного моменту більш ніж в два рази перевищує статичний момент опору. Для зменшення динамічних навантажень необхідно зменшити жорсткість системи та пусковий момент двигуна. Збільшення ведучої маси та зменшення веденої також позитивно впливають на зменшення динамічних навантажень. Наявність в'язкого тертя в системі зменшує амплітуду динамічного навантаження за рахунок втрат енергії.

Для визначення навантаження у пружній ланці під час пуску порожнього транспортера можна скористатися вказаними формулами, прийнявши $T_2 = 0$ і відповідно змінивши (зменшивши) J_2 . У цьому випадку навантаження будуть суттєво нижчими, а частота коливань значно вищою, причому коефіцієнт демпфування також зміниться в сторону зменшення. Отже, у випадку холостого пуску, навантаження незначне, тому для підвищення надійності слід, по можливості, уникати пуску навантаженого робочого органа, але розрахунок міцності його елементів та запобіжної муфти необхідно проводити з врахуванням цього більш навантаженого режиму.

Зміна жорсткості ведучих ланок в межах від $3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $34000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ призводить до зміни часу t_k наростання критичного навантаження робочого органа від $0,134 \text{ с}$ до $0,180 \text{ с}$.

Зміна кутової швидкості ω не впливає на час наростання навантаження. Збільшення моментів інерції ведучих J_1 та ведених J_2 мас J_1 від 3 до $34 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ і J_2 від $0,6$ до $6,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ призводить до збільшення часу t_k від $0,125$ до $0,186 \text{ с}$, причому максимальний момент на привідному валу становить $68,228 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Для забезпечення нормального функціонування робочих органів ГГК у випадку виникнення критичних навантажень та уникнення відносного повертання

гвинтових секцій отримані результати необхідно враховувати при безпосередньому проектуванні елементів захисту ГРО та приводів ГГК, серед яких найбільш ефективними є пружно-захисні муфти.

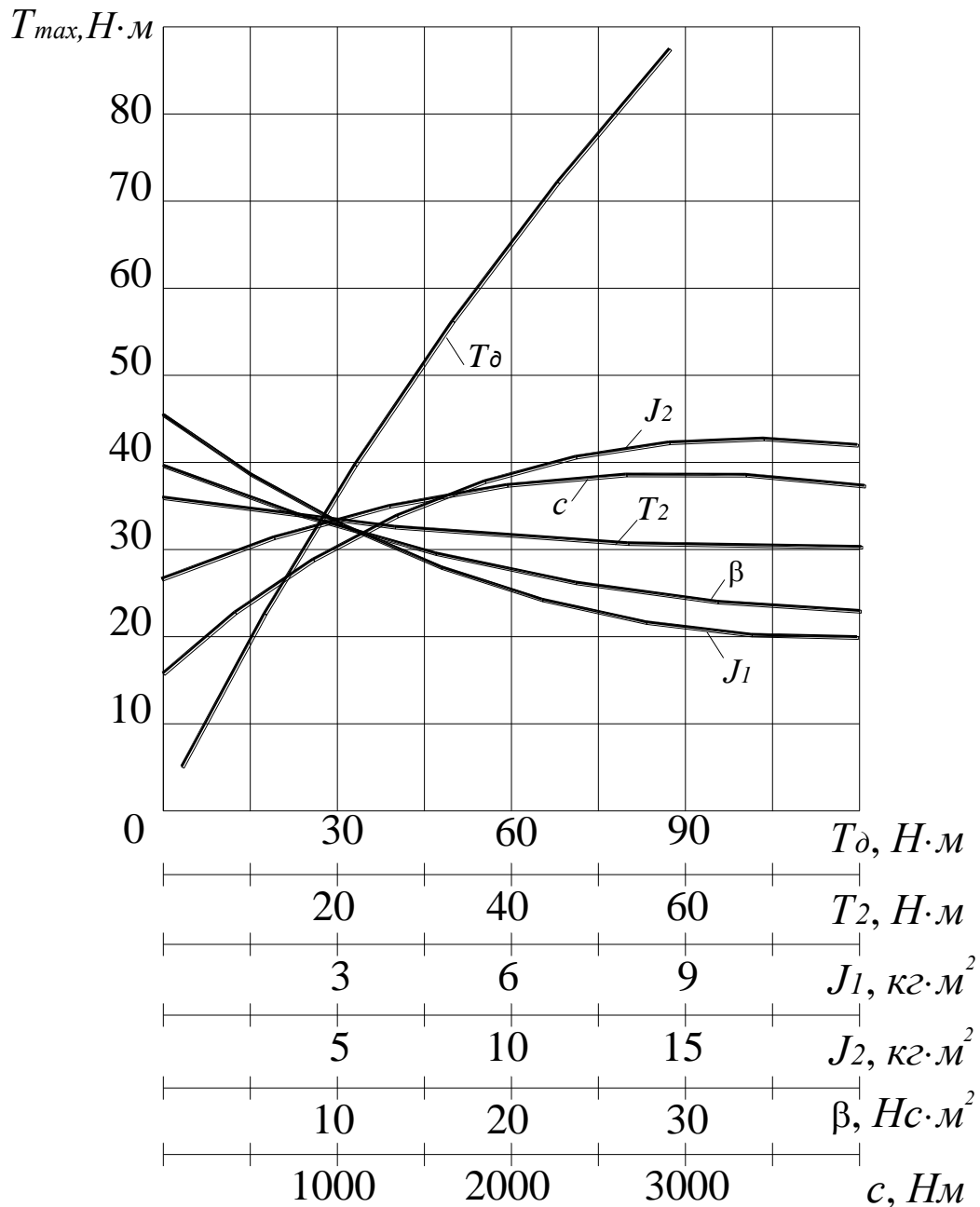


Рис. 1.14. Залежності зміни амплітуди крутного моменту від зміни параметрів системи

1.6. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра

Надійність будь-якої машини в цілому залежить від надійності її окремих елементів, правильного розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації. Сучасні методи розрахунку з точністю забезпечують можливість вибору конструктивних параметрів деталей машин з врахуванням динаміки їх роботи. При цьому багато процесів, які відбуваються з механізмами під час експлуатації, погано піддаються математичному моделюванню, що потребує надійного захисту цих машин від перенавантажень. Вимоги надійності, низької металоємності та собівартості, які пред'являються до ГГК, обумовлюють необхідність подальшого їх удосконалення і створення нових, високоефективних і надійних конструкцій. Експлуатація гвинтових конвеєрів пов'язана із змінними динамічними навантаженнями. При цьому в процесі експлуатації ГГК в спряжених із зазором секціях їх робочих органів виникають ударні контактні напруження. Відомо [34, 48, 50], що оскільки визначення динамічних коефіцієнтів при ударі є дуже складною процедурою, то спрощено у першому наближенні динамічні коефіцієнти приймають пропорційними модулям швидкості в момент удару. Проаналізуємо більш детально вплив швидкостей взаємодії та інших факторів на коефіцієнт динамічності приводу конвеєра при ударі, зокрема при наявності зазорів в спряженнях.

Зростання динамічності системи виникає при співударі металевих секціях робочих органів ГГК, як правило під час пуску чи зміні режимів навантаження під час виконання процесу транспортування, що потрібно враховувати при силовому розрахунку. Згідно розв'язку контактної задачі Герца, поточна сила взаємодії двох тіл для невеликих швидкостях зіткнення при пружному ударному контакті описується залежністю:

$$P_{ij} = k_{ij} a_{ij} u_{ij} = k_{ij} u_{ij}^{3/2} / \sqrt{K_i + K_j}, \quad (1.27)$$

де k_{ij} – коефіцієнт, що враховує пружні властивості тіла контакту;
 u_{ij} – величина жорсткого зближення в контактній задачі Герца;

a_{ij} – розрахунковий радіус площадки контакту; K_i та K_j – кривини поверхонь об'єктів (частинок) в точці контакту (для вгнутих поверхонь із знаком мінус).

У вказаній формулі:

$$k_{ij} = \frac{4}{3} / \left(\frac{1 - \mu_i^2}{E_i} + \frac{1 - \mu_j^2}{E_j} \right), \quad (1.28)$$

де μ_i та μ_j - коефіцієнт Пуассона матеріалу поверхонь контакту; E_i та E_j - модуль Юнга матеріалу поверхонь контакту.

Величина жорсткого зближення u_{ij} визначається як теоретичне взаємопроникнення тіл контакту одне в одне по нормалі до поверхні контакту.

Для випадку взаємодії тіл, відмінних від куль, площадка контакту буде некруглою і для поверхні контакту визначається приведена кривизна, яку, в першому наближенні приймаємо рівною середній кривині поверхні $K_i = H_i$. У цьому випадку важливо знати профіль обох поверхонь. Опишемо такі поверхні неявними функціями. Якщо в секції шнека використовуються кульки радіусом R_k , то рівняння їх, як функція в часі, описується нерівністю:

$$f_k(x, y, z, t) = (x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2 - R_k^2 \leq 0. \quad (1.29)$$

де $x_0(t)$, $y_0(t)$, $z_0(t)$ - координати центру рухомої системи координат тіла (кульки) в базовій (нерухомій) системі координат.

Рівняння конусного елемента витягнутого по осі Oz з координатою вершини $z = z_0(t)$ та кутом при вершині 2γ :

$$f_{\hat{e}.z}(x, y, z, t) = (x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 \cos^2 \gamma - (z - z_0(t))^2 \sin^2 \gamma \leq 0. \quad (1.30)$$

За залежностями (1.29) та (1.30) кривизна поверхонь робочих елементів секційного робочого органу ГГК визначається за відомими залежностями.

Для оцінки зближення поверхонь секційних робочих органів шнеків залежності (1.28), (1.29) запишемо у вигляді неявних функцій одиничного градієнту, тобто приведемо їх до нормального виду, коли підстановка

координати будь-якої точки $A(x_A, y_A, z_A)$ в таке рівняння об'єкту визначає віддаль цієї точки від поверхні об'єкту.

Відповідно, для кульки та конусного елемента рівняння поверхонь запишуться у вигляді:

$$f_k(x, y, x, t) = \sqrt{(x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2} - R_k \leq 0, \quad (1.31)$$

$$f_{k.z}(x, y, x, t) = \sqrt{(x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2} \cos \gamma - (z - z_0(t)) \sin \gamma \leq 0. \quad (1.32)$$

Аналогічним чином, записуються елементи лунок. Якщо поверхні контакту описані у вигляді неявних функцій одиничного градієнту, $f_i = f_i(x, y, z) = 0$, то за величину жорсткого зближення в точці контакту $E(x_E, y_E, z_E)$ можна умовно вважати глибину проникнення одного геометричного об'єкту в інший.

В цьому випадку величина жорсткого зближення буде:

$$u_{ij} = \Delta h_i + \Delta h_j = -[f_{iE}(x_E, y_E, z_E) + f_{jE}(x_E, y_E, z_E)], \quad (1.33)$$

де Δh_i та Δh_j глибини проникнення кожного об'єкту відносно розрахункової точки контакту (зближення) E .

Згідно досліджень [48], за результатами реалізації обчислювального експерименту, час контакту металевих об'єктів складає тисячні долі секунд і залежить від рухомих мас, максимальна величина сили контакту при динамічному безвідривному режимі не перевищує подвійного статичного навантаження, а час контактної взаємодії практично не залежить від швидкості зближення.

Для встановлення закономірностей пружної контактної взаємодії кульки приведеної маси із поверхнею (секції шнека) проводили обчислювальний експеримент з використанням відповідного програмного забезпечення [6].

З метою встановлення параметрів моделі та перевірки її адекватності спочатку визначали зміну навантаження на нерухому сталюю плоску поверхню від дії сталюї кульки, встановленої з нульовим зазором від дії власної ваги. На

рис. 1.15 показано зміну навантаження в перехідний момент для кульок радіусом: $r = 0,005$ м; $r = 0,0075$ м; $r = 0,01$ м; $r = 0,0125$ м.

Оскільки контактна сила стабілізувалась на значенні сили тяжіння відповідної кульки, то модель, в цілому, працездатна та адекватно відтворює процес взаємодії.

За результатами реалізації обчислюваного експерименту встановлено, що час перехідного процесу на протязі, якого сила контактної взаємодії зрівнюється з вагою кульки, збільшується із збільшенням розмірів кульки за степеневою залежністю.

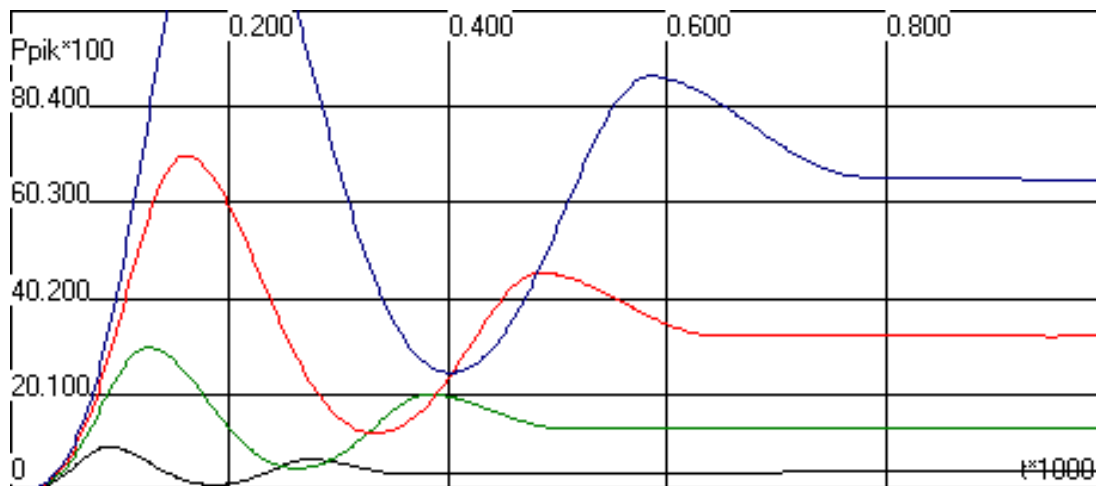


Рис. 1.15. Закономірності перехідного процесу при вільному встановленні без зазору кульок розмірами (в порядку зростання):

$$r = 0,005 \text{ м}; r = 0,0075 \text{ м}; r = 0,01 \text{ м}; r = 0,0125 \text{ м}$$

З метою встановлення закономірностей впливу швидкості співударяння на силу удару проведено моделювання взаємодії сталюї кульки із нерухомою плоскою сталюю поверхнею для різних швидкостей зближення.

На рис. 1.16 та рис. 1.17 наведено закономірності зміни сили удару кульки до поверхні від швидкості співударяння (рис. 1.16) та розмірів кульок (рис. 1.17).

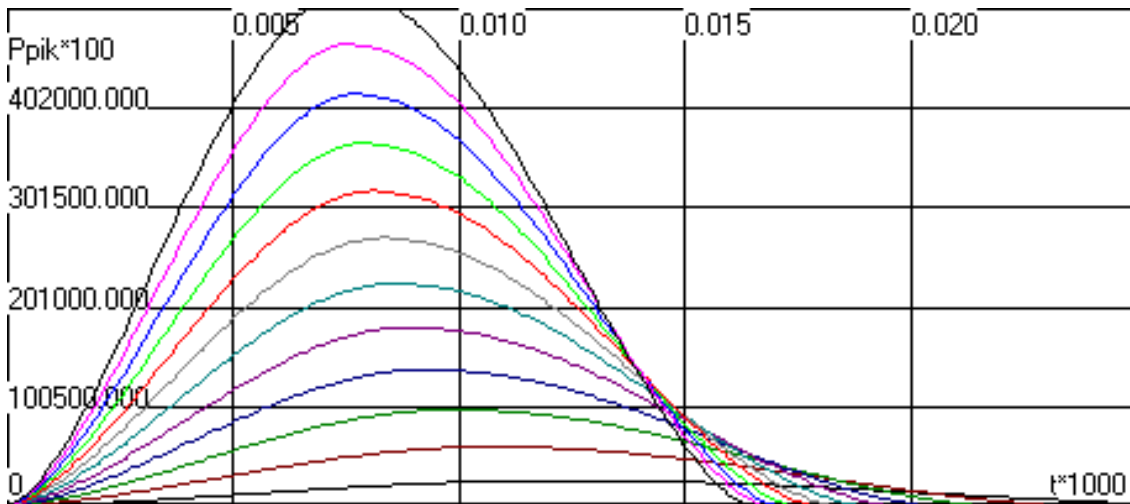


Рис. 1.16. Зміна сили удару від швидкості співударяння сталюї кульки $r = 0,005$ м при швидкостях зближення: 1 – $v_1 = 1$ м/с; 2 – $v_2 = 2$ м/с; 3 – $v_3 = 3$ м/с; 4 – $v_4 = 4$ м/с; 5 – $v_5 = 5$ м/с; 6 – $v_6 = 6$ м/с; 7 – $v_7 = 7$ м/с; 8 – $v_8 = 8$ м/с; 9 – $v_9 = 9$ м/с; 10 – $v_{10} = 10$ м/с; 11 – $v_{11} = 11$ м/с; 12 – $v_{12} = 12$ м/с

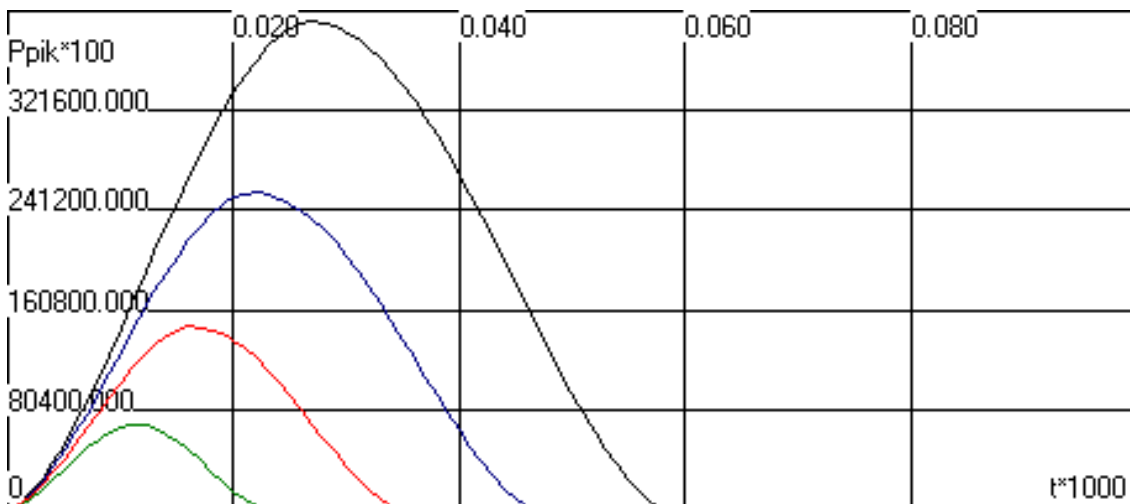


Рис. 1.17. Залежність зміни сили удару P (Н), в часі для кульок різних радіусів r , при початковій швидкості співударяння $v_1 = 1$ м/с (в порядку зростання розмірів): 1 – $r = 0,005$ м; 2 – $r = 0,0075$ м; 3 – $r = 0,01$ м; 4 – $r = 0,0125$ м

Коли при ударі до поверхні секції шнека кулька передає імпульс від маси другої секції, то приймаємо, що маса кульки незмінного розміру збільшується до величини приведеної маси:

$$m_{\text{прив}} = k_m \cdot m_k, \quad (1.34)$$

де k_m - коефіцієнт приведення маси рухомих елементів до маси кульки.

Час та сила удару тіла з приведеною масою буде суттєво зростати.

Графіки для швидкості співударяння $v_1 = 1$ м/с наведені на рис. 1.18.

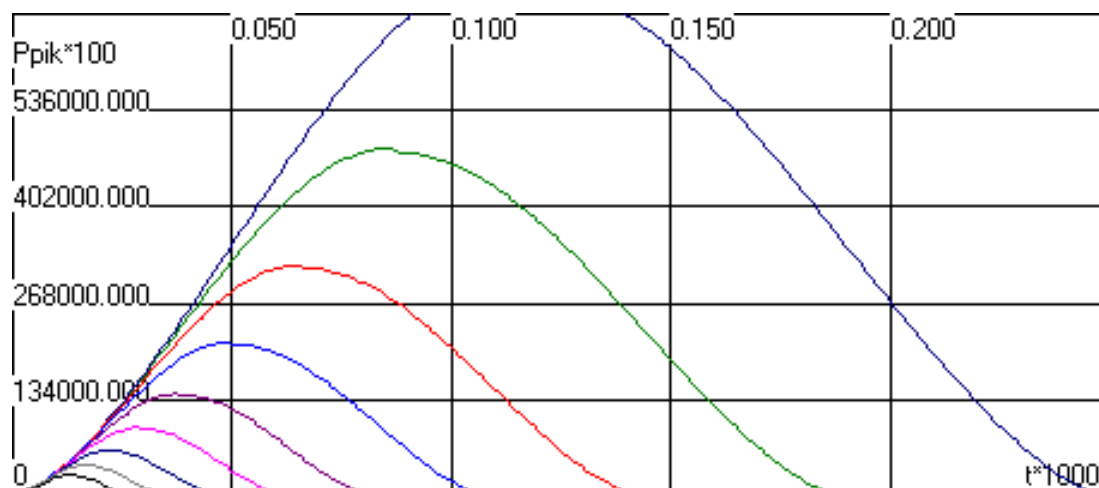


Рис. 1.18. Залежність зміни сили удару P (Н), в часі для кульки радіусом $r = 0,005$ м при швидкості співударяння $v_1 = 1$ м/с з приведеними масами, відповідно (по порядку зростання контактної сили):

- 1 - $m_{прив} = m_k$; 2 - $m_{прив} = 2m_k$; 3 - $m_{прив} = 4m_k$; 4 - $m_{прив} = 8m_k$; 5 - $m_{прив} = 16m_k$;
 6 - $m_{прив} = 32m_k$; 7 - $m_{прив} = 64 \cdot m_k$; 8 - $m_{прив} = 128 \cdot m_k$; 9 - $m_{прив} = 256 \cdot m_k$

Аналогічно, зміна сили удару кульки із приведеною масою в часі для швидкості співударяння $v_2 = 2$ м/с наведена на рис. 1.19.

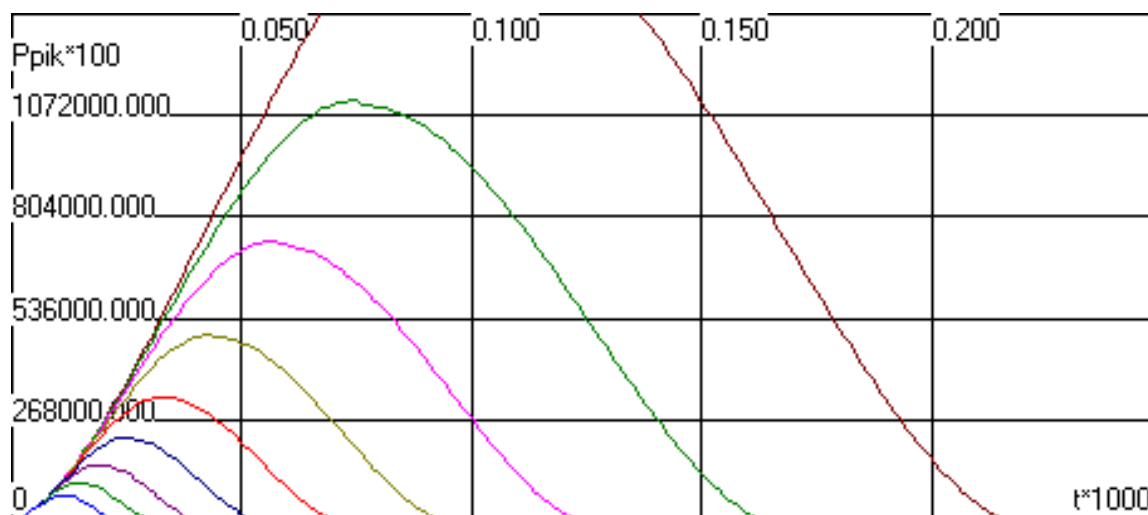


Рис. 1.19. Залежність зміни сили удару P (Н), в часі для кульки радіусом $r = 0,005$ м при швидкості співударяння $v_1 = 2$ м/с з приведеними масами, відповідно (по порядку зростання контактної сили):

- 1 - $m_{прив} = m_k$; 2 - $m_{прив} = 2m_k$; 3 - $m_{прив} = 4m_k$; 4 - $m_{прив} = 8m_k$; 5 - $m_{прив} = 16m_k$;
 6 - $m_{прив} = 32m_k$; 7 - $m_{прив} = 64 \cdot m_k$; 8 - $m_{прив} = 128 \cdot m_k$; 9 - $m_{прив} = 256 \cdot m_k$

У відповідності [48], зміну в часі сили контакту $P_{ij} = P_{ij}(t)$ спряжених деталей при ударі можна апроксимувати функцією, аналогічною бета-функції, в якій фіксованими параметрами розподілу є максимальна сила ударної взаємодії $P_{ij \max}$, що сприймає робочий орган та асиметрія удару τ , що визначається відношенням часу t_{\max} досягнення максимуму ударної сили до всього часу контакту t_k . Апроксимацію залежностей зміни сили удару в часі для випадку контактної взаємодії з достатньою для практичного використання точністю, доцільно проводити залежностями виду:

$$P_{ij}(t) = P_{ij \max} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_k} \right)^\varepsilon \left[\frac{t_k - t}{t_k (1 - \tau)} \right]^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (1.35)$$

де ε – коефіцієнт форми кривої, для пружного удару $\varepsilon = 1,5 - 1,7$, для в'язко-пластичного $\varepsilon < 1,5$; τ – параметри асиметрії кривої взаємодії, $\tau = t_{\max} / t_k$, для симетричної кривої $\tau = 0,5$. Більші значення коефіцієнту ε приймають для більших швидкостей співударяння та нормального удару (без тангенціальної складової).

Відповідно, для пружного удару сталених деталей секцій шнека приймаємо $\varepsilon = 1,5$, $\tau = 0,5$ і залежність (1.35) приймає вигляд:

$$F(t) = P_{ij}(t) = P_{ij \max} \left[\frac{4t(t_k - t)}{t_k^2} \right]^{1,5}. \quad (1.36)$$

На рис. 1.20 наведені криві за залежністю (1.27) для різних значень ε та τ , а також крива $F(t)$ за залежністю (1.35).

Проведений аналіз показує, що крива $f_2(t)$ з параметрами $\varepsilon = 1,5$, $\tau = 0,45$ найбільш адекватно описує зміну сили удару від часу в процесі пружного ударного контакту тіл.

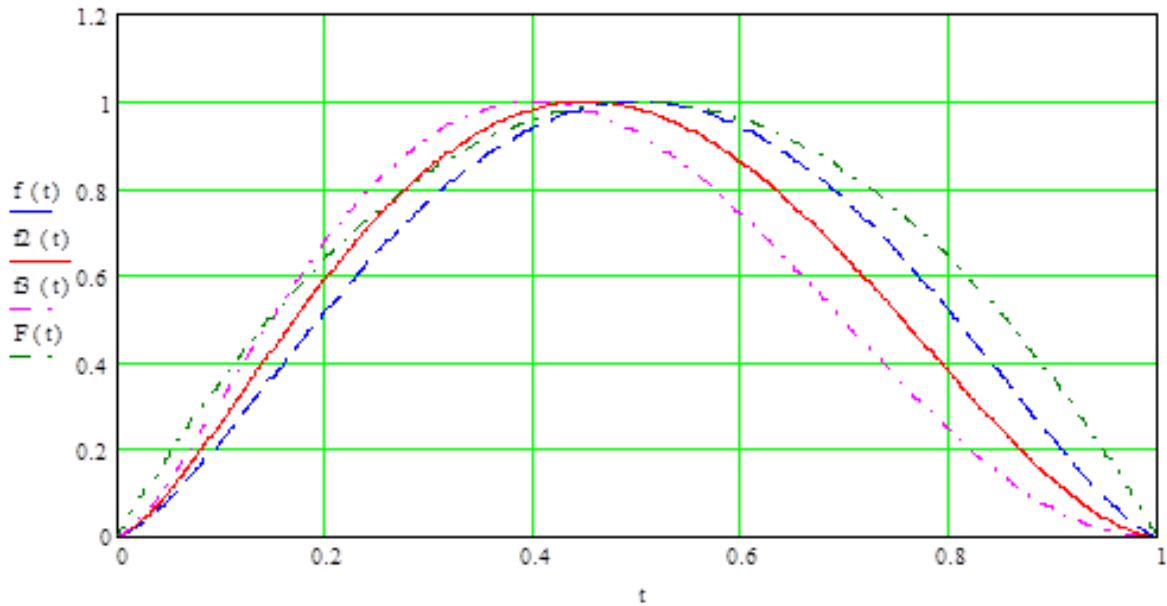


Рис. 1.20. Апроксимація зміни сили удару залежністю (1) при:
 $f_1(t) - \varepsilon = 1,5, \tau = 0,5$; $f_2(t) - \varepsilon = 1,5, \tau = 0,45$; $f_3(t) - \varepsilon = 2, \tau = 0,4$ та
 залежністю (2) – $F(t) = P_{ij}(t)$

У випадку, якщо маса елемента j суттєво більша маси елемента i , $m_j > m_i$ то, згідно закону збереження імпульсу, i -ий елемент масою m_i при ударі змінює величину та напрям руху (відбивається від поверхні масивного елемента) і, відповідно, виконується співвідношення:

$$m_i(\bar{v}_{i-} - \bar{v}_{i+}) = -\bar{n}_i \cdot \int_0^{t_k} P_{ij} dt, \quad (1.37)$$

де \bar{v}_{i-} та \bar{v}_{i+} відповідно, швидкість зближення (до контакту) деталей з вільним ходом (початковим зазором) Δ , та швидкість відскоку елемента приведеною масою m_i ; \bar{n}_i – вектор нормалі до поверхні елемента j .

У випадку реалізації імітаційної моделі системи, швидкість зближення визначаємо диференціюванням по часу величин переміщень центрів ваги об'єктів $C_i(x_{Ci}(t), y_{Ci}(t), z_{Ci}(t))$ та $C_j(x_{Cj}(t), y_{Cj}(t), z_{Cj}(t))$. Враховуючи те, що ми приймали масу елемента j (наприклад привідної секції, жорстко зв'язаної з приводом) суттєво більшу маси елемента i (наступної секції), то будемо вважати, що $d f_j(x_{Cj}, y_{Cj}, z_{Cj}, t) / dt = 0$.

Відповідно:

$$v_i = v_{i-} = d f_i(x_{Ci}, y_{Ci}, z_{Ci}, t) / dt = 0. \quad (1.38)$$

Представимо імпульс кількості руху при ударі у вигляді:

$$\int_0^{t_k} P_{ij} dt = \xi_{ij} P_{ij \max} t_k, \quad (1.39)$$

де ξ_{ij} – коефіцієнт що враховує форму кривої $0,55 \leq \xi_{ij} \leq 0,7$. Для пружних тіл ξ_{ij} приймає менші значення із вказаного діапазону.

У випадку зміни сили удару за залежністю (1.32) отримаємо:

$$\int_0^{t_k} P_{ij} dt = \int_0^{t_k} P_{ij \max} \left[\frac{4t(t_k - t)}{t_k^2} \right]^{1,5} dt = 0,6 P_{ij \max} t_k. \quad (1.40)$$

Відповідно $\xi_{ij} = 0,6$.

Тоді за законом збереження кількості імпульсу залежність (1.29) прийме вигляд:

$$m_i(1 + k_{eid})v_i = \int_0^{t_k} P_{ij} dt = \xi_{ij} P_{ij \max} t_k, \quad (1.41)$$

де k_{eid} – коефіцієнт відновлення при ударі, $k_{eid} = -|\bar{v}_{i+}| / |\bar{v}_{i-}|$.

Максимальну силу удару можна визначити за залежністю:

$$P_{ij \max} = \frac{(1 + k_{eid})m_i}{\xi_{ij} t_k} \cdot \frac{d f_j}{dt} = \frac{(1 + k_{eid})m_i v_i}{\xi_{ij} t_k}. \quad (1.42)$$

У випадку ввімкнення приводу системи із з'єднанням без зазорів, максимальна сила, що може діяти на спряження між ними визначається динамікою розгону. В інерційних динамічних процесах з підпружиненими елементами, безударний рух зберігатиметься до рівня $P_{\max 0} = 2P_{c0}$, де P_{c0} – сила при стаціонарному (стабільному) навантаженні.

Для елементів секцій шнека та інших спряжень, що передають крутний момент, сила ударного $P_{ij\max} = 2T_{ij\max} / D$ та $P_{c0} = 2T_{c0} / D$, де $T_{ij\max}$ і T_{c0} – максимальний момент при ударному навантаженні та момент стаціонарного (постійного робочого) навантаження; D – діаметр розміщення силових елементів спряження (для секцій шнека – кульок, кулачків, конусних елементів). Відповідно залежності (1.41) та (1.42) приймуть вигляд:

$$I_i(1 + k_{\text{від}})\omega_i = \int_0^{t_k} T_{ij} dt = \xi_{ij} T_{ij\max} t_k, \quad (1.43)$$

$$T_{ij\max} = \frac{(1 + k_{\text{від}})I_i\omega_i}{\xi_{ij}t_k}. \quad (1.44)$$

Отже, у випадках, коли в системі є зазори, ударні навантаження пропорційні масі (моменту інерції) об'єкту якому потрібно надати робочий рух та його відносній лінійній (кутовій) швидкості зближення. Звідси впливає, що елементи, що прискорюються приводом з ударом, чи проскакуванням (для муфт) необхідно робити мінімальної маси із пружним її з'єднанням з робочими органами, які сприймають робоче навантаження.

Враховуючи те, що час ударної взаємодії складає тисячні долі секунди, то для уникнення накладення ударного навантаження з робочим навантаженням для переміщення вантажу швидкохідними конвеєрами, необхідно щоб пружні елементи забезпечували мінімальне кутове зміщення $\Delta\phi$ веденої секції робочого органу з допомогою пружних елементів. Так, для робочих кутових швидкостей конвеєра біля $\omega = 80\text{с}^{-1}$ зміщення $\Delta\phi_k = \omega t_k$, яке повністю розводить вплив наступних мас має становити біля $\Delta\phi_k = 0,18$ рад, тобто біля $\Delta\phi_k = 10^\circ$. При половинному значенні такого зміщення $\Delta\phi_k = 5^\circ$, вплив робочої маси, із врахуванням суперпозиції, незначно перевищуватиме навантаження від безударного динамічного руху.

У випадку, якщо поверхня i -ої деталі описана функцією одиничного градієнту $f_i = f_i(x, y, z) = 0$, то швидкість його нормального зближення із

робочою поверхнею буде $v_i = d f_i / d t = d f_i(x, y, z) / d t$ і для лінійних переміщень можна наближено визначити, як відносна швидкість, яку набирає звільнена маса елемента під дією прикладеної сили на заданій віддалі (зазорів з'єднання):

$$v_i = d f_i / d t = P_{прив} \Delta / m_{прив}, \quad (1.45)$$

де $P_{прив}$ та $m_{прив}$ – відповідно приведені до ударної зони контакту осьова сила (наприклад сила, що діє на секційні елементи шнека) при стаціонарному русі та маса рухомого елемента, що сприймає ударне навантаження; Δ – зазор в спряженні.

Відповідно, для кутових переміщень:

$$\omega_i = d f_i / d t = T_{прив} \Delta \varphi / I_{прив}, \quad (1.46)$$

де $T_{прив}$ та $I_{прив}$ – відповідно приведені до ударної зони контакту крутний момент приводу та момент інерції рухомих складових приводу; $\Delta \varphi$ – кутовий параметр вільного руху секцій чи зазору в спряженні.

Проведені дослідження показали, що час контакту практично не залежить від швидкості контактного зближення і, відповідно, максимальна сила ударної взаємодії, в першому наближенні для осьових переміщень, буде прямо пропорційна швидкості контактного зближення:

$$P_{ij \max} = C_E m_i v_i = C_E m_i P_{прив} \Delta / m_{прив}, \quad (1.47)$$

де $C_E = (1 + k_{сид}) / (\xi_{ij} t_k)$ – часовий параметр моделі, постійний для певної пари деталей в умовах ударної взаємодії.

Для кутових переміщень, відповідно:

$$P_{ij \max} = C_E I_i \omega_i = 2 C_E m T_{прив} \Delta \varphi / (D_c I_{прив_i}). \quad (1.48)$$

За відомою максимальною силою ударної взаємодії за відомими залежностями визначаються максимальні контактні напруження в зоні контакту, за якими проводиться інженерний вибір матеріалу деталей спряження та їх розрахунок на довговічність.

1.7. Визначення радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами

Оскільки експлуатаційні характеристики будь-якого гнучкого робочого органу транспортера визначаються його радіусом згину, то даний параметр визначає і рівень технологічності такого транспортуючого органу. Значення радіуса згину необхідне для того, щоб при їх проектуванні з криволінійними трасами переміщення вантажів, змішувачів, проєктант міг забезпечити відповідні технологічні можливості пристрою та й доцільність його застосування. Для визначення вище згаданого параметра звернемось до розрахункової схеми наведеної на рис. 1.21 [52].

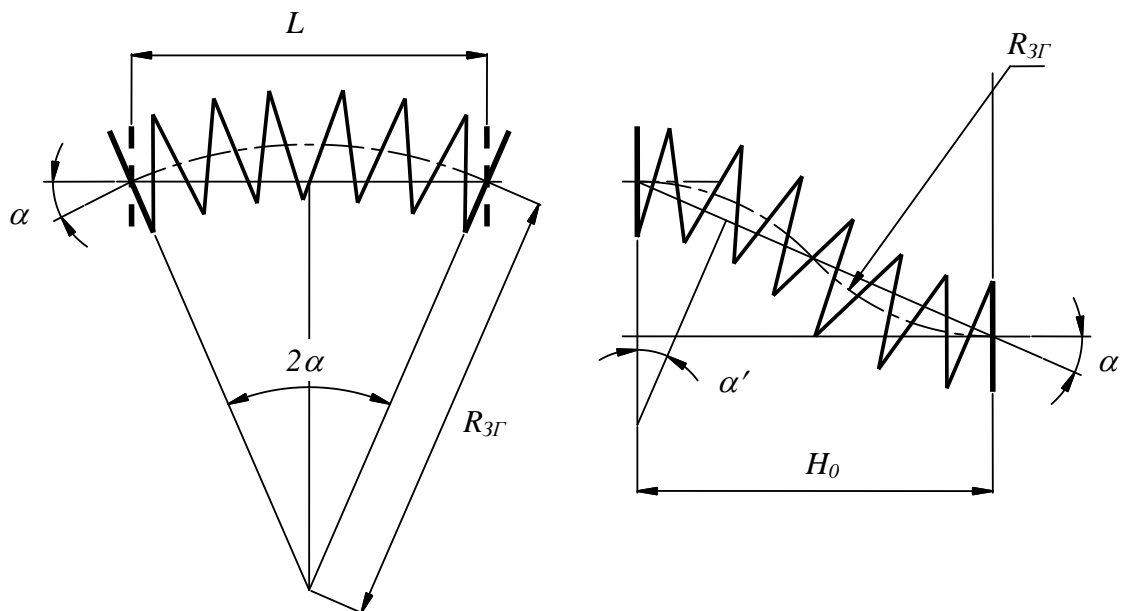


Рис. 1.21. Розрахункова схема для визначення радіуса згину гнучкого гвинтового елемента транспортера

Величина згину гвинтового робочого елемента, за умови абсолютної жорсткості по відповідних лінійних розмірах, рівна його загальній лінійній довжині. Згідно розрахункової схеми співвідношення між довжиною згину і радіусом гвинтового елемента:

$$l_{\zeta\bar{a}} = \frac{2\alpha \cdot \pi \cdot R_{\zeta\bar{A}}}{180^\circ} \quad (1.49)$$

де α - кут згину секцій гвинтового елемента; $R_{\zeta\bar{A}}$ - радіуса згину гнучкого гвинтового елемента транспортера.

Радіус згину можна виразити через відстань між кінцями вигнутого робочого органу пристрою параметром L . Згідно розрахункової схеми радіус вигину рівний [34]:

$$R_{зг} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad (1.50)$$

де L – лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента.

Підставивши значення рівності (1.50) в залежність (1.49) отримаємо значення довжини згину гвинтового робочого органу транспортера:

$$l_{\zeta\bar{a}} = \frac{\pi \cdot L \cdot \alpha}{180^\circ \sin \alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{\sin \alpha}. \quad (1.51)$$

У випадку двох траєкторій вигину (рис. 1.21):

$$R_{зг.p} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,25 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.52)$$

Довжина вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента):

$$l_{зг} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha. \quad (1.53)$$

Проте залишається невідомим такий важливий параметр, як кут згину секцій транспортера α . Для встановлення даного параметра, а також залежності радіуса згину гнучкого гвинтового робочого органу транспортера від інших конструктивних параметрів, звернемось до розрахункової схеми, представленої на рис. 1.22. Так, для встановлення аналітичних залежностей, які використовуються для розрахунку кута згину секцій однієї відносно другої, розглянемо Δabc , згідно якого:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ac} = \frac{D_B - d_B - 2s}{B}, \quad (1.54)$$

де D_B – зовнішній діаметр втулок секцій транспортера; d_B – діаметр з'єднуючих валиків; s – товщина втулок; B – ширина втулок.

Для визначення радіуса згину розглянемо Δomn . Згідно розрахункової схеми, представленої на рис. 1.22 радіус згину $R_{зг}$ рівний:

$$R_{зг} = on = \frac{mn}{\sin \alpha}. \quad (1.55)$$

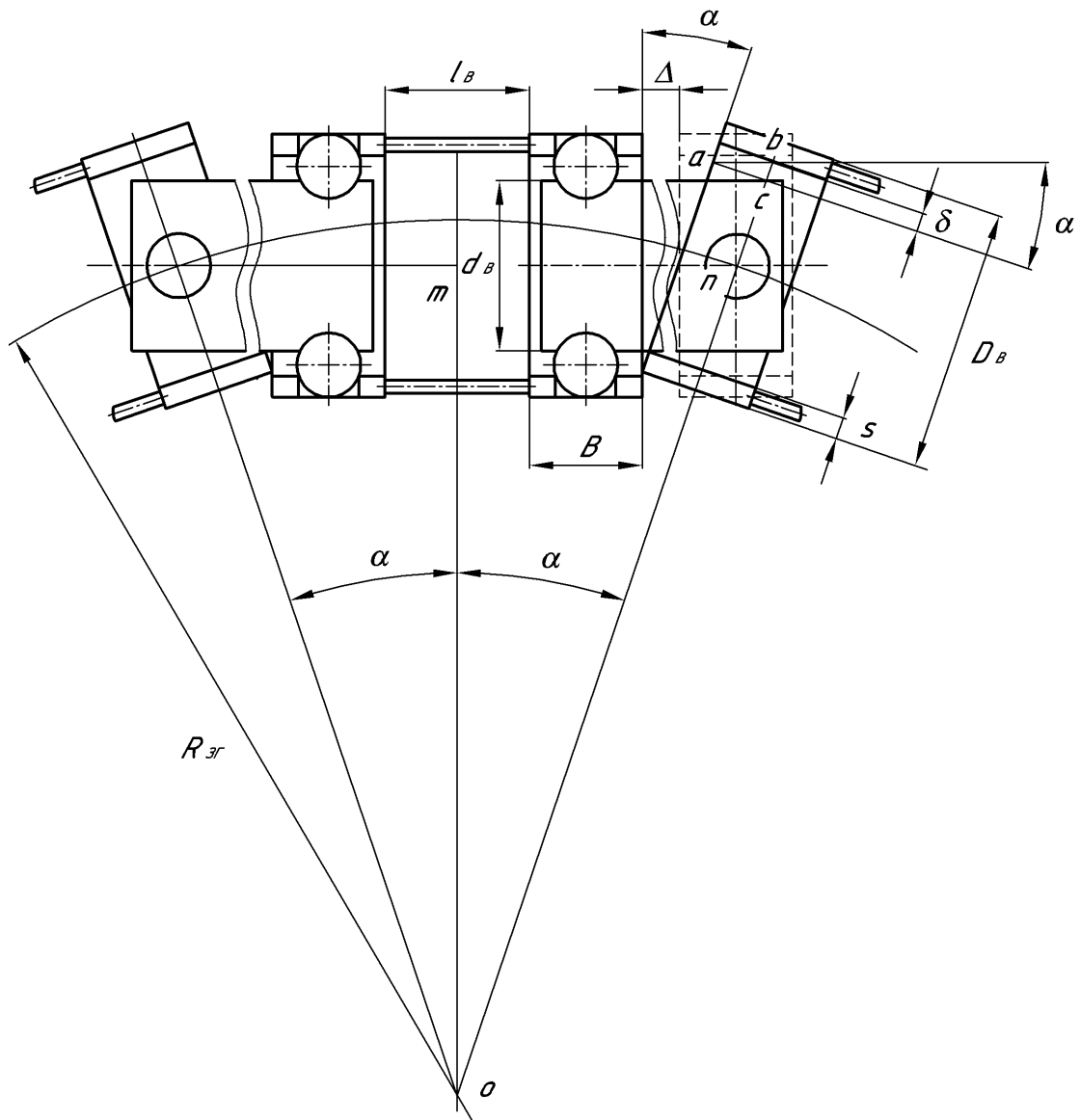


Рис. 1.22. Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згину транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами

Згідно розрахункової схеми величина m рівна:

$$m = l_B/2 + B + \Delta + B/2, \quad (1.56)$$

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

З врахуванням рівностей (1.54) і (1.56) залежність (1.55), яка визначає мінімальний радіус згину робочого органу транспортера з секційними елементами, буде мати вигляд:

$$R_{зг} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)}. \quad (1.57)$$

На рис. 1.23 наведено графічні залежності зміни величини радіуса згину ГГК від конструктивних параметрів секційних елементів. Аналізуючи їх можна зробити висновок, що визначальний вплив на дану величину має товщина втулки s у поєднанні з шириною втулок B . Так при збільшенні значення s в межах 3...11 мм і $B = 10; 15; 20; 25; 30$ мм при постійних значеннях $D_B = 60$ мм; $d_B = 45$ мм; $l_B = 50$ мм; $\Delta = 10$ мм відбувається збільшення радіуса вигину в межах 42,4...130,5 мм і 98,1...527,6 мм або ж у 3,1...5,6 рази. Тобто, відбувається значне обмеження технологічних можливостей пристрою, оскільки радіус згину повинен бути мінімальним. При аналогічних значеннях даних конструктивних параметрів, але при зміні величини зазору між сусідніми секціями Δ в межах 5...15 мм коливання числового значення радіуса згину знаходиться в межах 78,3...304,1; 89,4...334,5 мм. Згідно досліджень, більш технологічним буде пристрій з меншою шириною втулок секцій, оскільки при однакових показниках продуктивності та ресурсу напрацювання буде потребувати під час експлуатації менших виробничих площ.

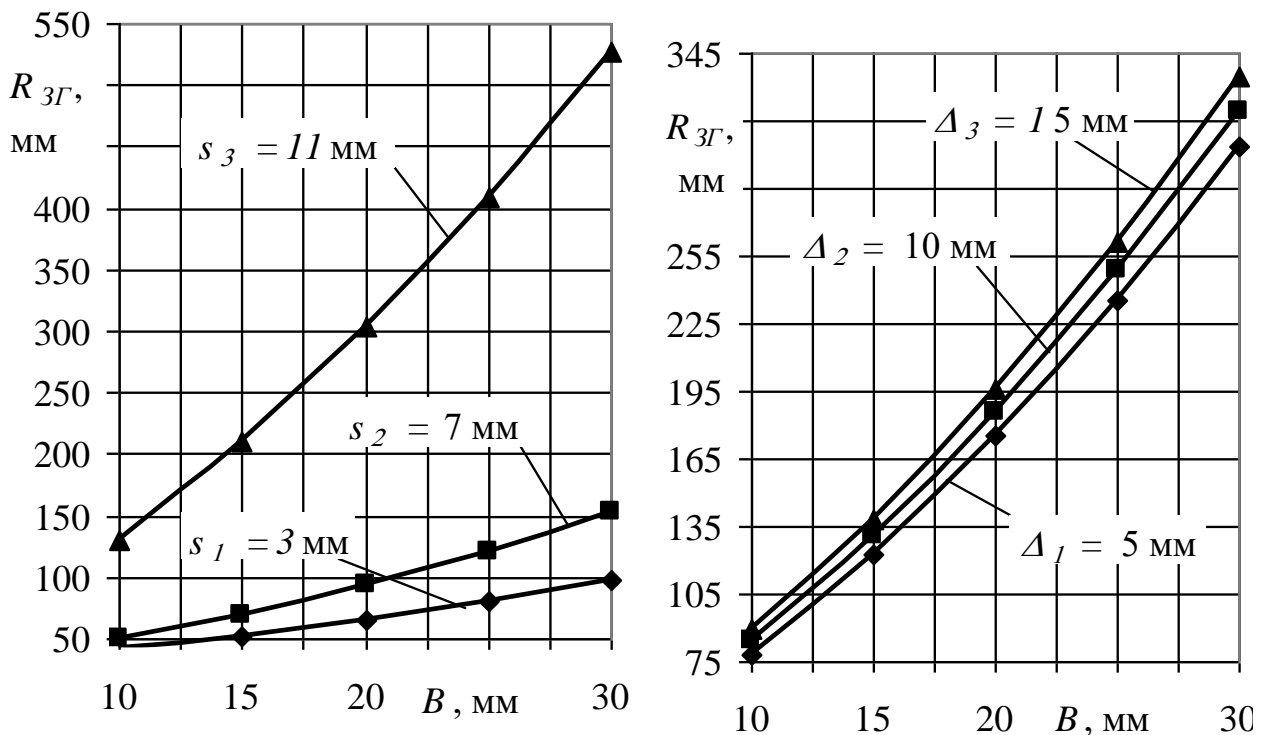


Рис. 1.23. Графічні залежності зміни величини радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів

1.8. Дослідження деформації гвинтового елемента секції гнучкого конвеєра

Для транспортування сипких матеріалів по криволінійних траєкторіях запропоновано конструкцію секції гнучкого гвинтового конвеєра, розрахункову схему якої зображено на рисунку 1.24.

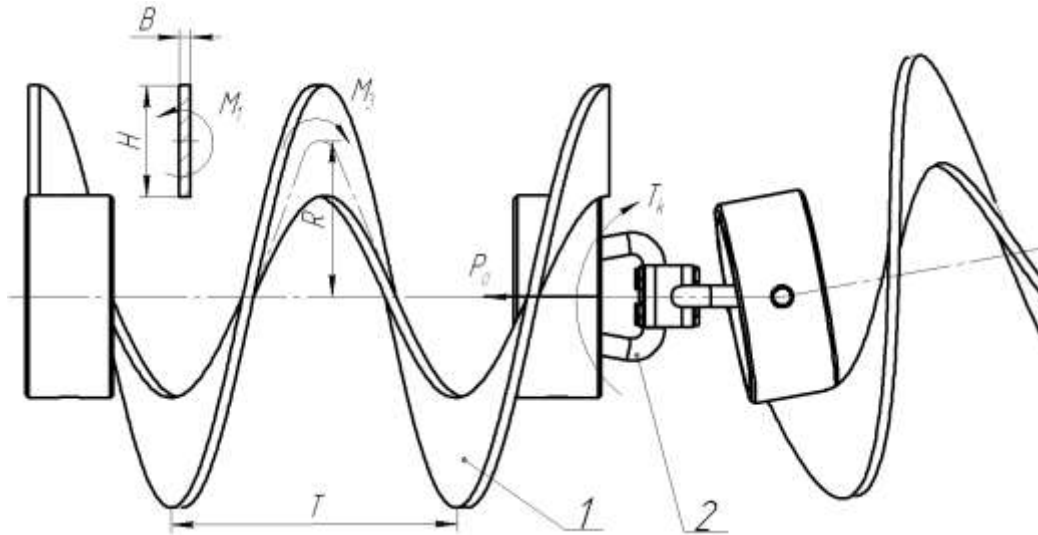


Рис. 1.24. Розрахункова схема секції гнучкого гвинтового конвеєра:
1 – гвинтовий елемент; 2 - з'єднувально-передавальна ланка

Секції гнучкого гвинтового конвеєра відносяться до нежорстких деталей, тому для забезпечення ефективної роботи є необхідним їх розрахунок на жорсткість під час переміщення різних матеріалів при відповідних зовнішніх навантаженнях: крутному моменті та осьовій силі. Особливо важливим є зміна зовнішнього радіуса та кроку витків шнека ГГК під час транспортування вантажу, оскільки ці параметри впливають на ефективність даного процесу.

Рівняння середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра в параметричному вигляді [8, 35]:

$$\begin{aligned}x &= R \cos t ; \\y &= R \sin t ; \\z &= \frac{T}{2\pi} t ,\end{aligned}\tag{1.58}$$

де R – радіус середньої лінії гвинтового елемента, мм; T – крок витків гвинтового елемента, мм.

Виконаємо заміну параметра t в рівнянні (1.58) довжиною дуги середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра:

$$l = \int_0^t \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} dt; \quad (1.59)$$

$$l = t \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}; \quad (1.60)$$

$$t = \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}. \quad (1.61)$$

Підставляючи рівняння (1.61) у систему рівнянь (1.58), одержуємо:

$$\begin{aligned} x &= R \cos \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}; \\ y &= R \sin \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}; \\ z &= \frac{T}{2\pi} \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}. \end{aligned} \quad (1.62)$$

Знаходимо кривизну дуги середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра:

$$K = \sqrt{\left(\frac{d^2x}{dl^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{dl^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2z}{dl^2}\right)^2}. \quad (1.63)$$

Підставляючи рівняння (1.62) у рівняння (1.63), після перетворень та скорочень одержуємо:

$$K = \frac{R}{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}. \quad (1.64)$$

Знаходимо кручення дуги середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра:

$$\Omega = \left(\frac{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}{R} \right)^2 \frac{\begin{vmatrix} -R \sin t & R \cos t & \frac{T}{2\pi} \\ -R \cos t & -R \sin t & 0 \\ R \sin t & -R \cos t & 0 \end{vmatrix}}{\left[(-R \sin t)^2 + (R \cos t)^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right]}. \quad (1.65)$$

Після перетворень та скорочень рівняння (1.65), одержуємо:

$$\Omega = \frac{T}{2\pi R^2 + \frac{T^2}{2\pi}}. \quad (1.66)$$

Дуга середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра визначається основними параметрами R і T , які пов'язані з початковими параметрами R_0 і T_0 наступними співвідношеннями:

$$R = R_0 + \Delta R; \quad (1.67)$$

$$T = T_0 + \Delta T, \quad (1.68)$$

де ΔR - величина зміни радіуса середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження, мм; ΔT - величина зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження, мм.

Величини ΔR та ΔT є функціями зовнішнього навантаження на секцію конвеєра та початкових розмірів середньої лінії гвинтового елемента, а також залежать від пружних властивостей матеріалу гвинтового елемента.

Встановлюємо співвідношення між ΔR , ΔT і зміною кривизни ΔK та кручення $\Delta \Omega$ середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра. Диференціюючи співвідношення (1.64) та (1.66), отримаємо рівняння для зміни кривизни та кручення середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра:

$$\Delta K = \frac{\left(-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)\Delta R - R\frac{T}{2\pi^2}\Delta T}{\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2}; \quad (1.69)$$

$$\Delta\Omega = \frac{-4T\pi R\Delta R + \left(2\pi R^2 - \frac{T^2}{4\pi^2}\right)\Delta T}{\left(2\pi R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2}. \quad (1.70)$$

Із рівняння (1.69) знаходимо:

$$\Delta R = \frac{\Delta K\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2 + R\Delta T\frac{T}{2\pi^2}}{-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}. \quad (1.71)$$

Також із рівняння (1.70) знаходимо:

$$\Delta R = \frac{\Delta\Omega\left(2\pi R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2 - \left(2\pi R^2 - \frac{T^2}{4\pi^2}\right)\Delta T}{-4T\pi R}. \quad (1.72)$$

Прирівнюючи рівняння (1.71) та (1.72), після перетворень одержуємо:

$$\Delta T = \frac{\Delta\Omega\left(256\pi^8 R^6 - 64\pi^6 R^4 T^2 + 64\pi^5 R^4 T^2 + 4T^4 R^2 \pi^2 - T^6\right) + \dots}{4\pi^2\left(32\pi^5 R^4 + 24\pi^3 R^2 T^2 - 4R^2 \pi^2 T^2 + T^4\right)} \dots + \frac{\Delta K\left(-256\pi^7 TR^5 - 128\pi^5 T^3 R^3 - 16\pi^3 T^5 R\right)}{\dots}. \quad (1.73)$$

Зміна кручення та кривизни середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра відбувається за рахунок виникнення осьової сили P_0 та крутного моменту T_k на торцях гвинтового елемента під час транспортування вантажу.

Згідно [3] для зміни кривизни та кручення у випадку лінійної деформації можна записати такі співвідношення:

$$\Delta\Omega = \frac{M_1}{GJ_p}; \quad (1.74)$$

$$\Delta K = \frac{M_3}{EJ_x}. \quad (1.75)$$

де M_1 – крутний момент, прикладений до витка у площині, перпендикулярній до осьової лінії витка, Н·мм; M_3 – згинний момент, що згинає виток у площині, де вимірюється кривизна K , Н·мм; $J_p = HB^3\xi$ – момент інерції перерізу

кручення, мм⁴; $J_x = \frac{HB^3}{12}$ – момент інерції перерізу згину, мм⁴;

E і G – відповідно, модулі пружності матеріалу гвинтового елемента розтягу та зсуву, Н/мм²; H – висота поперечного перерізу стрічки гвинтового елемента, мм; B – ширина поперечного перерізу стрічки гвинтового елемента, мм; ξ – коефіцієнт, що залежить від співвідношення H до B .

Крутний момент, прикладений до витка у площині, перпендикулярній до осьової лінії витка визначаємо за формулою [43, 37]:

$$M_1 = T_k \sin \alpha + P_0 R \cos \alpha, \quad (1.76)$$

де α – кут підйому середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра, град.

Кут підйому середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра визначаємо за відомою формулою:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{T}{2\pi R}\right). \quad (1.77)$$

Згинний момент, що згинає виток у площині, де вимірюється кривизна K знаходимо за формулою [37]:

$$M_3 = T_k \cos \alpha - P_0 R \sin \alpha. \quad (1.78)$$

Підставляючи рівняння (1.74), (1.75), (1.76), (1.78) у рівняння (1.73), одержуємо величину зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження:

$$\Delta T = \frac{\frac{T_k \sin \alpha + P_0 R \cos \alpha}{GHB^3 \xi} (256\pi^8 R^6 - 64\pi^6 R^4 T^2 + 64\pi^5 R^4 T^2 + 4T^4 R^2 \pi^2 - T^6) + \frac{12(T_k \cos \alpha - P_0 R \sin \alpha)}{EHB^3} (-256\pi^7 TR^5 - 128\pi^5 T^3 R^3 - 16\pi^3 T^5 R)}{4\pi^2 (32\pi^5 R^4 + 24\pi^3 R^2 T^2 - 4R^2 \pi^2 T^2 + T^4)} \dots \quad (1.79)$$

На основі рівнянь (1.71) та (1.79) побудовано графічні залежності величини зміни радіуса та кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від геометричних параметрів витків під час навантаження (рис. 1.25 – рис. 1.27), з яких видно, що деформації гвинтового елемента секції конвеєра повністю залежать від геометрії витків (кута підйому середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра, радіуса середньої лінії гвинтового елемента, кроку витків гвинтового елемента, поперечного перерізу стрічки гвинтового елемента) та зовнішнього навантаження.

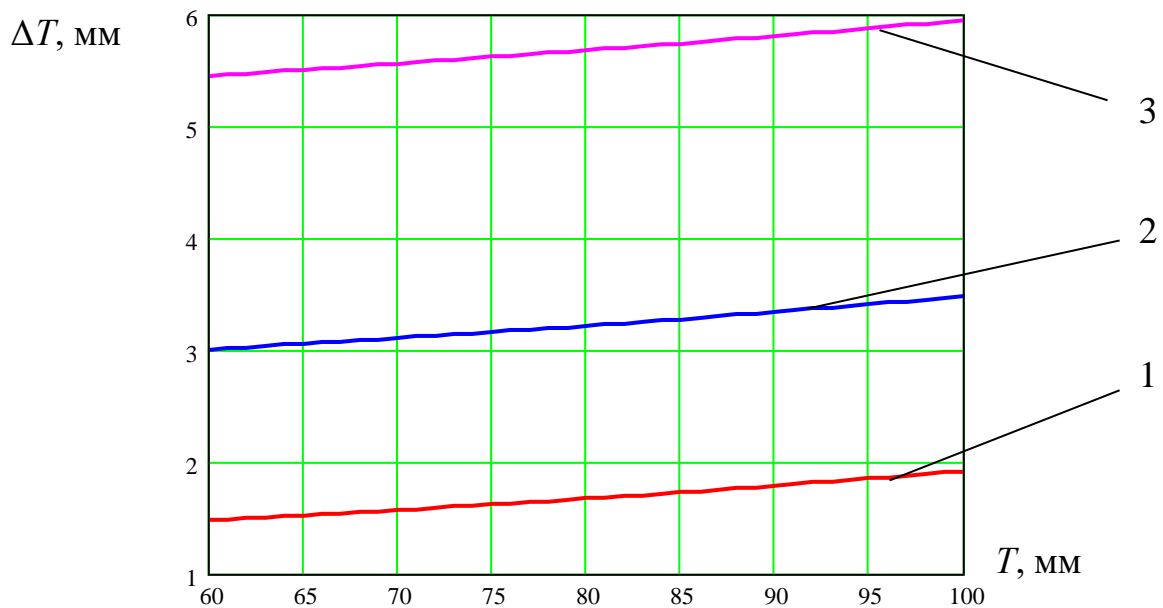


Рис. 1.25. Графік залежності величини зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від кроку витків $P_0 = 50$ Н, $T_k = 1000$ Н·мм, $H = 20$ мм, $B = 2,5$ мм: 1) $R = 30$ мм; 2) $R = 40$ мм; 3) $R = 50$ мм

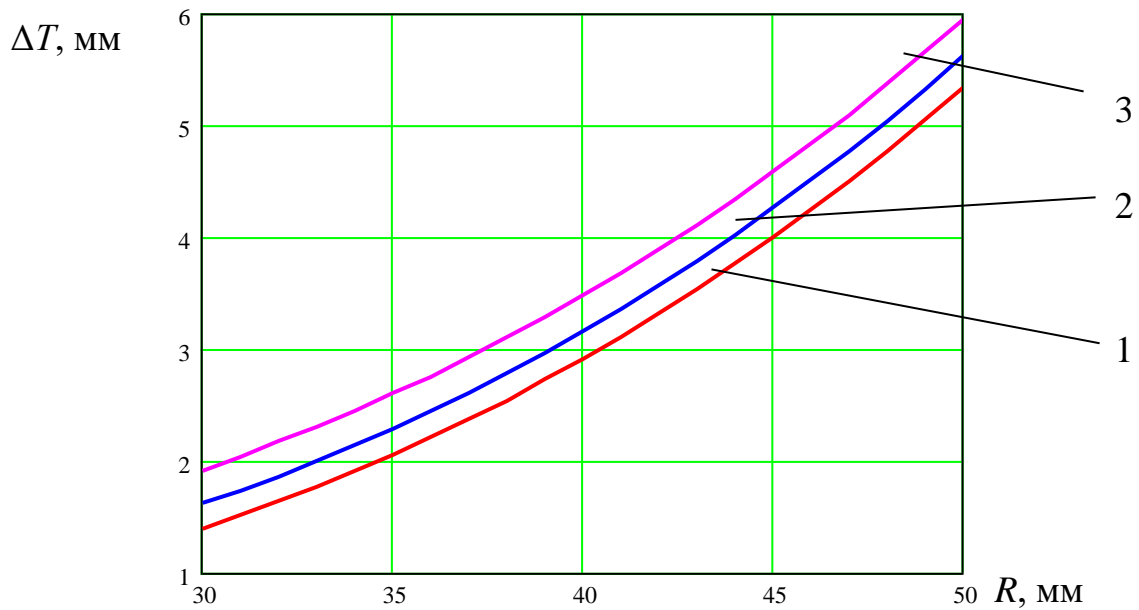


Рис. 1.26. Графік залежності величини зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від середнього радіуса витків $P_0 = 50$ Н, $T_k = 1000$ Н·мм, $H = 20$ мм, $B = 2,5$ мм: 1) $T = 50$ мм; 2) $T = 75$ мм; 3) $T = 100$ мм

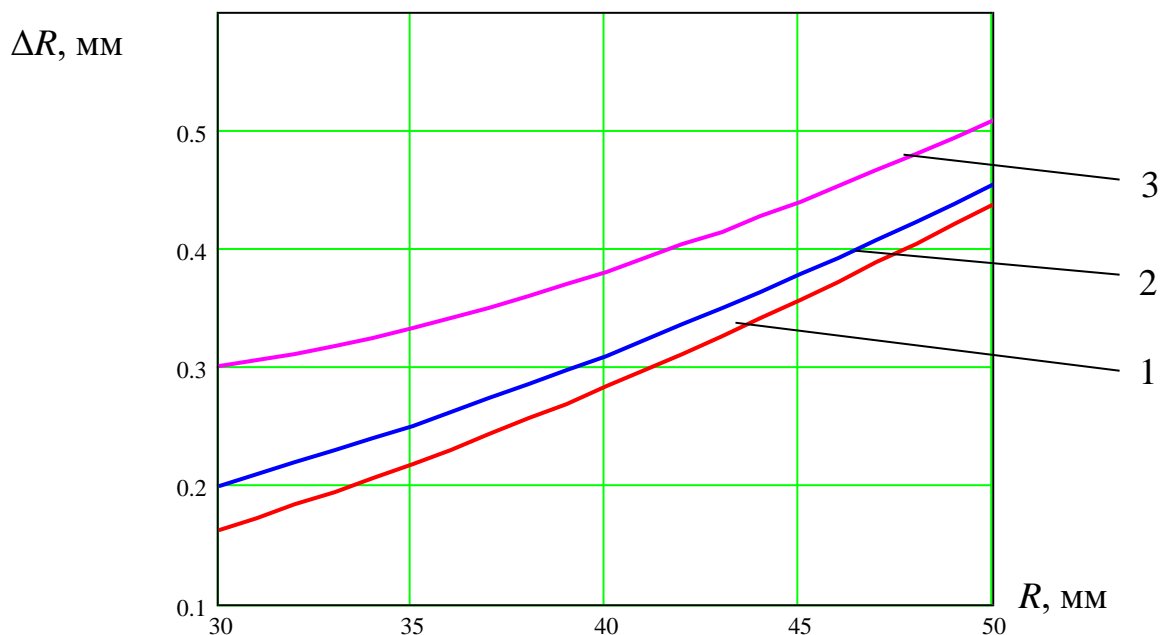


Рис. 1.27. Графік залежності величини зміни радіуса середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від середнього радіуса витків $P_0 = 50$ Н, $T_k = 1000$ Н·мм, $H = 20$ мм, $B = 2,5$ мм: 1) $T = 50$ мм; 2) $T = 75$ мм; 3) $T = 100$ мм

Аналізуючи вищенаведене встановлено, що при збільшенні радіуса середньої лінії та кроку витків гвинтового елемента відбувається зростання величини зміни радіуса та кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра при однакових зовнішніх навантаженнях, що має вплив на продуктивність процесу транспортування.

1.9. Математична модель форми гвинтових робочих органів з геометричною нелінійністю

Ефективність експлуатації ГГК визначається особливостями виконання геометрії їх секційних ГРО. При цьому особливі вимоги висуваються до форми виконання їх зовнішнього контуру, раціональність якої залежить як від експлуатаційних, так і від конструктивних чинників. Саме тому вибір найдоцільніших геометричних характеристик слід здійснювати на основі комплексних досліджень, які, однак, можуть бути реалізовані лише за наявності математичних моделей опису геометрії секційних ГРО нелінійної форми. Специфіка вирішення цього завдання зумовлена необхідністю врахування кута нахилу дотичної до огинаючої лінії контуру спіралі шнека, як основного й незалежного параметра в аналітичних рівняннях кривини K і рівняннях цієї лінії в тій же системі координат, що і функція кривини. Поширені рівняння кривини реалізують окремо лише першу або другу умови. Тому найбільш оптимальним є використання диференціальних рівнянь кривини Анфілоф'єва [2].

З іншого боку, найбільш простим варіантом моделювання різнопрофільних гвинтових елементів є застосування методики, запропонованої колективом авторів у праці [4]. Тоді розв'язок задачі зводиться до розв'язку диференціальних рівнянь кривини функції огинаючої, приймаючи величину кута нахилу дотичної Θ до огинаючої кривої як функцію від кутової швидкості обертової площини, та розклад одержаних рівнянь у вигляді складових функцій векторного багатоланника та введення їх у загальні рівняння опису геометрії згідно згаданої методики.

Нехай L – функція огинаючої кривої зовнішнього контуру спіралі шнека, яка характеризується функцією кривини $\xi = \xi(\xi_1, \xi_2, \dots)$ і визначається у системі координат ZOY , де ξ_1, ξ_2 – множина параметрів (рис. 1.28). Введемо додаткову систему координат $\tilde{Z}\tilde{O}\tilde{Y}$ так, щоб точка \tilde{O} належала кривій L , а осі координат були паралельні відповідним осям координат системи ZOY .

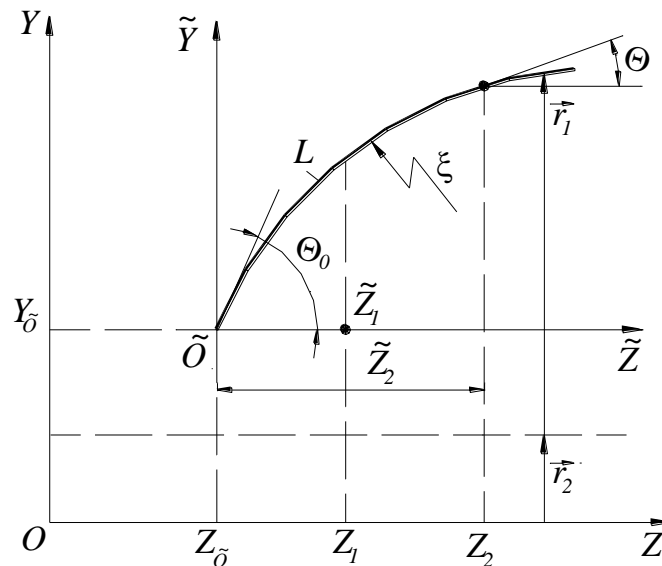


Рис. 1.28. Розрахункова схема для опису форми спіралі шнека

При цьому необхідною умовою є вираз:

$$Y_{\tilde{0}} = |\vec{r}_0| + |\vec{r}_1|, \quad |\vec{r}_0| > 0, \quad |\vec{r}_1| \geq 0, \quad (1.80)$$

де $|\vec{r}_0|$ – модуль вектора опису внутрішнього контуру робочого органу;
 $|\vec{r}_1|$ – варіативний вектор опису зовнішнього контуру робочого органу; $|\vec{r}_1| = var$
і $|\vec{r}_1|_{\max} = B_{\max}$, де B – ширина гвинтової спіралі.

Мають зміст початкові умови: $\tilde{Y} = 0$; $\tilde{Z} = 0$, $\Theta = \Theta_0$, де Θ – кут нахилу дотичної. Згідно запропонованої методики та даних [2] можна записати:

$$\begin{cases} \frac{d(\sin \Theta)}{d\tilde{Z}} = \xi(\xi_1, \xi_2, \dots) \\ \frac{d(\cos \Theta)}{d\tilde{Y}} = \xi(\xi_1, \xi_2, \dots) \end{cases} \quad (1.81)$$

Розв'язок цієї системи диференціальних рівнянь з врахуванням початкових умов можна одержати у вигляді як інтегральних так і нормальних виразів:

$$\begin{aligned} \tilde{Z} &= \tilde{Z}(\Theta_0, \Theta, \xi_1, \xi_2, \dots); \\ \tilde{Y} &= \tilde{Y}(\Theta_0, \Theta, \xi_1, \xi_2, \dots). \end{aligned} \quad (1.82)$$

Однак, згідно виразу (1.81) та розрахункової схеми, поданої на рис. 1.28:

$$|\vec{r}_1|^{\max} = \tilde{Y} + Y_{\tilde{O}} - |\vec{r}_0|. \quad (1.83)$$

Враховуючи властивості переміщення обертового багатоланника, зв'язок між кутовою координатою гвинтової лінії і \tilde{Z} можна подати наступним чином:

$$C\nu = \tilde{Z}(\Theta_0, \Theta, \xi_1, \xi_2, \dots) - Z_{\tilde{O}}, \quad \nu \in [0; 2\pi n], \quad n \in \mathbf{Z}, \quad (1.84)$$

де C – параметр гвинтової лінії, $C = P / 2\pi$; ν і P – відповідно кутова координата та крок гвинтової лінії; n – кількість витків гвинтової лінії.

Розв'язок рівняння (1.84) здійснюється у вигляді

$$\Theta^{\text{SOLVE}} = \Theta^{\text{SOLVE}}(\nu, Z_{\tilde{O}}, C, \Theta_0, \xi_1, \xi_2, \dots). \quad (1.85)$$

Припустивши, що товщина спіралі робочого органу є величина постійна H^*), рівняння гнучкого робочого органу ГПМ можна записати:

$$\begin{aligned} \vec{r} &= [r_0 + r_1] \left(\cos\left(\nu_0 + \frac{td\nu}{dt}\right) \vec{i} + \sin\left(\nu_0 + \frac{td\nu}{dt}\right) \vec{j} \right) + (C\nu - r_2) \vec{k}; \\ r_0 &= d / 2; \quad r_2 \in [-0.5H^*; 0.5H^*]; \\ r_1 &\in [0; r_1^{\max}] \text{ або } r_1 \in [0; \tilde{Y}(\Theta_0, \Theta^{\text{SOLVE}}, \xi_1, \xi_2) - Y_{\tilde{O}} - r_0], \end{aligned} \quad (1.86)$$

де Θ^{SOLVE} – функція від ν і визначається за формулою 1.85; ν_0 – початкова кутова координата гвинтової лінії; d – внутрішній діаметр робочого органу.

Зміну параметрів розміщення кривих можна здійснювати, використовуючи математичний апарат по перетворенню координат матричної алгебри, що наведені в роботі [2].

Слід відзначити, що у випадку коли у Декартовій системі координат $\tilde{Z}\tilde{O}\tilde{Y}$ крива L визначена в обмеженій області $\tilde{Z}_L \in [\tilde{Z}_1; \tilde{Z}_2]$, форма геометрії спіралі визначається з врахуванням відповідних координат у системі ZOY ($Z_1 = Z_{\tilde{O}} + \tilde{Z}_1$), перетворені відносно кутового параметра спіралі ν_1 у форму функціонального виразу Θ_1 , враховуючи величину ординати \tilde{Y}_1 точки кривої, що розглядається. Відповідно проілюструємо на прикладі.

Нехай $\xi = const$, тоді з розв'язку системи рівнянь (1.81), прийнявши, що $O \equiv \tilde{O}$ отримаємо $\tilde{Z} = (\sin\Theta_0 - \sin\Theta)\xi^{-1}$; $\tilde{y} = (\cos\Theta - \cos\Theta_0)\xi^{-1}$.

Із виразів (1.83) і (1.84):

$$\Theta^{SOLVE} = \arcsin[\sin\Theta_0 - \xi(Cv + Z_{\tilde{O}})];$$

$$r_1^{max} = \xi^{-1}(\cos\Theta^{SOLVE} - \cos\Theta_0) + Y_{\tilde{O}} - r_0.$$

Результати досліджень дозволили визначити граничні значення параметрів областей змін відповідних радіус-векторів для різних значень функції кривини, що зведені у табл. 1.4. Таким чином, подана методика моделювання об'ємної геометрії ГРО ГГК є однією з ланок комплексного розв'язання задач функціонування та відпрацювання їх конструкцій на технологічність.

Таблиця 1.4.

Значення параметрів математичної моделі гнучких гвинтових робочих органів залежно від функції кривини огинаючої кривої

№	Вид функції кривини	Залежності
1	2	3
1	Вид функції кривини ξ	$\xi = const$.
	r_1^{max}	$(\cos\Theta - \cos\Theta_0)\xi^{-1} + Y_{\tilde{O}} - r_0$.
	Функціональні залежності Θ^{SOLVE} в явному або неявному вигляді	$\Theta^{SOLVE} = \arcsin[\sin\Theta_0 - \xi(Cv + Z_{\tilde{O}})]$.
2	Вид функції кривини ξ	$p\tilde{y}$, $p = const$.
	r_1^{max}	$\sqrt{\frac{2}{p}(\cos\Theta - \cos\Theta_0) + Y_{\tilde{O}} - r_0}$.
	Функціональні залежності Θ^{SOLVE} в явному або неявному вигляді	$\frac{1}{\sqrt{p}} \left[\int_{\pi/2}^{\varphi} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi}} - 2 \int_{\pi/2}^{\varphi} \sqrt{1 - (k \sin \varphi)^2} d\varphi \right] - Z_{\tilde{O}} - Cv = 0$; $\varphi = \arcsin(\sin(\Theta/2)/\sin(\Theta_0/2))$.
	Вид функції кривини ξ	$a\tilde{z} + b\tilde{y} + c$; $a = const$; $b = const$; $c = const$.

3	r_1^{max}	$\int_{\cos\Theta_0}^{\cos\Theta} \frac{d(\cos\Theta)}{\Omega} + Y_{\bar{o}} - r;$ $\Omega = (c^2 + a(\sin\Theta_0 - \sin\Theta) + b(\cos\Theta_0 - \cos\Theta))^{\frac{1}{2}} + Y_{\bar{o}} - r_0.$
	Функціональні залежності Θ^{SOLVE} в явному або неявному вигляді	$-\int_{\sin\Theta_0}^{\sin\Theta} \frac{d(\sin\Theta)}{\Omega} - Z_{\bar{o}} - Cv = 0.$
4	Вид функції кривини ξ	$\frac{q\tilde{y}^2}{2} + p\tilde{y} + m \text{ або } \frac{q}{2}[(\tilde{y} + a)^2 + b^2],$ <p>де $a = \frac{p}{q}; b^2 = \frac{2m}{q} - \left(\frac{p}{q}\right)^2;$ $q = const, p = const, m = const.$</p>
	r_1^{max}	$\int_{\cos\Theta_0}^{\cos\Theta} \frac{d(\cos\Theta)}{\frac{q}{2}[(A+B)^2 + b^2]} + Y_{\bar{o}} - r_0 \quad A = \sqrt[3]{-u + \sqrt{v_r}};$ $B = \sqrt[3]{-u - \sqrt{v_r}};$ $-u = \frac{3}{q}(\cos\Theta - \cos\Theta_0) + \frac{a^3 + 3ab^2}{2};$ $v_r = b^6 + \left[\frac{3}{q}(\cos\Theta - \cos\Theta_0) + \frac{a^3 + 3b^2}{2}\right]^2.$
	Функціональні залежності Θ^{SOLVE} в явному або неявному вигляді	$Cv + \int_{\sin\Theta_0}^{\sin\Theta} \frac{d(\sin\Theta)}{\frac{q}{2}[(A+B)^2 + b^2]} + Z_{\bar{o}} = 0.$
	Вид функції кривини ξ	$p \sin\left(\frac{\pi}{l} \tilde{Z}\right); p = const, l = const.$
5	r_1^{max}	$\int_{\Theta_0}^{\Theta} \frac{\sin\Theta d\Theta}{p \sin\left(\frac{\pi}{l} \tilde{Z}\right)} + Y_{\bar{o}} - r_0 = \frac{l}{p} \ln\left[\operatorname{tg}\Theta_0 \sin\left(\frac{\pi}{l} \tilde{Z}\right) + \sqrt{1 + \left[\operatorname{tg}\Theta_0 \sin p \sin\left(\frac{\pi}{l} \tilde{Z}\right)\right]^2}\right] + Y_{\bar{o}} - r_0;$ $\Theta_0 = \arcsin\left(p \frac{l}{\pi}\right).$
	Функціональні залежності Θ^{SOLVE} в явному або неявному вигляді	$\Theta^{SOLVE} = \arcsin\left[\sin\Theta_0 \cos\left[\left(Cv + Z_{\bar{o}}\right) \frac{\pi}{l}\right]\right].$

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕСРІВ

2.1. Синтез способів навивання спіралей шнеків обертовою втулкою

Сучасна теорія і практика формоутворення спіралей шнеків (СШ) навиванням пропонує основні способи виготовлення шляхом навивання полоси на різні види оправ з підтисканням до цих оправ полоси роликками різних типів [7-9, 35]. Ці способи є подібними і відрізняються розташуванням ролика по відношенню до оправ та розташуванням полоси по відношенню до ролика і оправ.

Здійснюючи пошук нових способів навивання СШ ми постаралися узагальнити існуючі напрацювання в даній сфері і вибудувати певні правила з врахуванням окремих обмежень. Для цього ми провели кодування поверхонь СШ при навиванні: ліва бічна – Л; права бічна – П; зовнішня – З; внутрішня – В. Правила при навиванні СШ, специфіка формувального інструменту та їх кодування наступні:

1. Контакт формувального інструменту із предметом праці (полоса чи спіраль): точковий (лінійний, кодування Т); по площині (поверхневий, кодування М).

2. Кількість базових задіяних поверхонь в процесі навивання, без яких не пройде формоутворення спіралі: 3 (Л, П, З) або 4 (Л, П, З, В).

3. Навивання: щільним пакетом (кодування Щ) або на крок (кодування К).

4. Формувальний інструмент (оправа, ролик, обертова втулка):

а) для всіх видів формувального інструменту:

- профіль формувальної поверхні: циліндрична поверхня (кодування г); конічна поверхня (кодування т); еліпсоподібна поверхня (кодування h); фігурна поверхня (кодування u);

- напрям руху: рухомий в осьовому напрямі (кодування b); нерухомий в осьовому напрямі (кодування m);

б) оправа (кодування О): гладкий вал (кодування q); різьбовий вал (кодування w); зі спіральною опорою (кодування s);

в) ролик (кодування Р):

- формувальна поверхня: одноступінчата (кодування e); двоступінчата (кодування o); із внутрішнім пазом (кодування x);

- розташування: паралельне оправі чи обертовій втулці (кодування g); перпендикулярне оправі чи обертовій втулці (кодування z); нахилене до оправі чи до обертової втулки (кодування v);

г) обертова втулка (кодування Ф: формоутворення зовнішньої З і притиск бічною стороною правої бічної П поверхонь СШ);

д) опорна (кодування У) і кріпильна (кодування І) втулки (використовуються тільки при використанні обертової втулки): опорна рухома в радіальному напрямі (кодування d), а кріпильна рухома в радіальному (кодування d) та осьовому (кодування b) напрямках; опорна повністю нерухома (кодування n), а кріпильна рухома в радіальному (кодування d) та осьовому (кодування b) напрямках; опорна рухома в радіальному (кодування d) та осьовому (кодування b) напрямках, а кріпильна рухома в радіальному (кодування d) напрямі.

Метою проведення синтезу конструктивних ознак та елементів процесу навивання СШ методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу [11, 12] є здешевлення процесу і отримання конструкцій з покращеними техніко-економічними характеристиками. Цей метод дозволяє проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях і в межах окремих конструктивних елементів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при економії витрат зусиль та часу. В таблицю 2.1 включено конструктивні ознаки та необхідні елементи, що використовуються при навиванні СШ. Зокрема такі, як використовуваний формувальний інструмент, його тип, кількість і розташування, напрям руху (кодування Н), форма заготовки (кодування К).

Таблиця 2.1

Морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів процесу навівання спіралей шнеків

1. Опора, O	Рольок, P			5. Обертва втулка, Ф	6. Опорна втулка, У	7. Крильцяна втулка, І	8. Рухомість формувальної інструменту	9. Профіль формуючої поверхні	10. Надружжівна система, Н	11. Форма заготовки, К
	2. Розташування	3. Формувальна поверхня	4. Кількість							
1.1. Гладкий вал з крильцями в узлоді, q	2.1. Паралельні до оправи чи обертовій втулці, g	3.1. Одинарні, е	4.1.1	5.1. Є	6.1. Рухомий до радіальному (с) та осьовому (b) напрямках	7.1. Рухомий до радіальному (с) та осьовому (b) напрямках	8.1. Рухомий до осьовому напрямці, b	9.1. Цилиндрична поверхня, і	10.1. Уліво, <	11.1.3. вирізами по внутрішній формуючій поверхні
1.2. Різьбовий вал, w	2.2. Перпендикулярні до оправи чи обертовій втулці, z	3.2. Двошлицеві, о	4.2.2		6.2. Рухомий до радіальному напрямці, d	7.2. Рухомий до радіальному напрямці, d	8.2. Нерухомий до осьовому напрямці, m	9.2. Конічна поверхня, t	10.2. Уліво, >	11.2.3. вирізами по зовнішній формуючій поверхні
1.3. Зіспиральною опорою, s	2.3. Накладена до оправи чи до обертовій втулці, v	3.3.3. пазом, к	4.3. Більше 2, N		6.3. Повністю нерухомий, n			9.3. Еліптична поверхня, h		11.3. Фігурна
								9.4. Фігурна поверхня, u		11.4. Кругла
										11.5. Прямокутна
										11.6. Квадратна

Розташування ролика у верхній чи нижній частині зони приспособи визначає розташування полоси при навиванні. Точковий (лінійний, кодування Т) контакт формувального інструменту із предметом праці (полоса чи спіраль) притаманний усім видам роликів, а контакт по площині (поверхневий, кодування М) формувального інструменту із предметом праці притаманний оправам, обертовим, опорним і кріпильним втулкам. Також слід враховувати те, що наявне обладнання при навиванні (як правило верстати токарної групи), має нерухому ліву частину в осьовому напрямі (шпиндель). Крім того, опорна і кріпильна втулки використовуються при навиванні лише обертовими втулками, при навиванні СШ лише роликами обов'язково використовуються оправы, а при використанні у якості формувального інструменту обертових втулок оправы можуть бути присутніми чи відсутніми. Також можна використовувати одночасно обертові втулки та ролики з і без оправ. При генеруванні варіантів способів навивання СШ слід враховувати дані обмеження.

Морфологічну модель (табл. 2.1) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у морфологічній таблиці [32]:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (2.1)$$

$$N_{\text{ш}} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{ccc} 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 \end{array} \right| \cap |5.1| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \\ 9.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \\ 11.4 \\ 11.5 \\ 11.6 \end{array} \right| = 46656.$$

При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з розбивкою їх на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів є значно меншою і визначається по формулі [21]:

$$N_1 = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2.2)$$

де z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; x – певна підгрупа відповідного ієрархічного рівня; q – кількість підгруп відповідного ієрархічного рівня; K_i – альтернатива конструктивної ознаки елемента певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивної ознаки елементів певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня.

Враховуючи накладені обмеження розроблено синтезовану модель конструктивних ознак та елементів процесу навчання СШ ієрархічним групуванням за допомогою морфологічного аналізу:

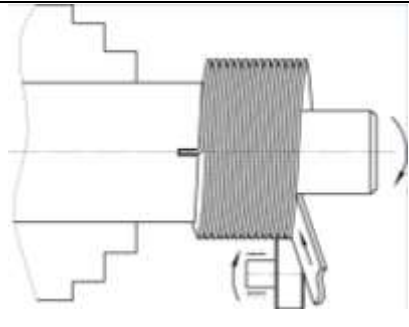
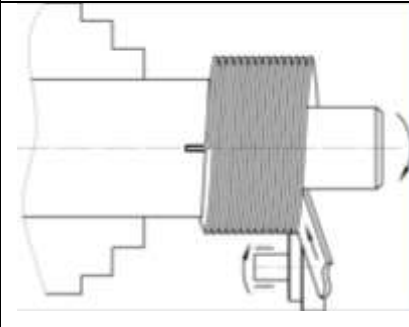
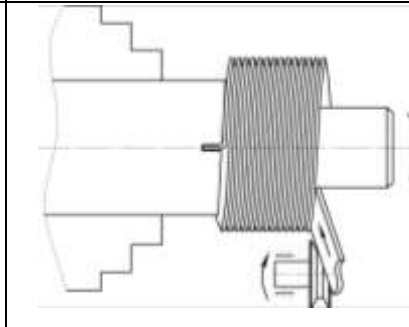
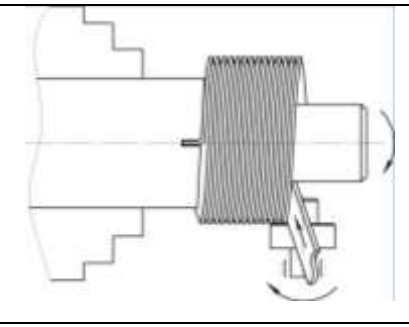
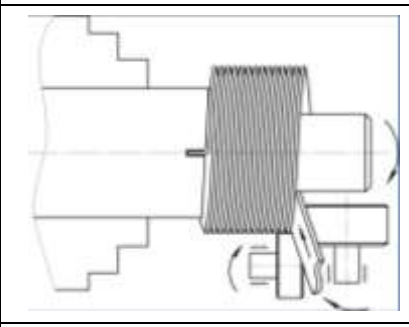
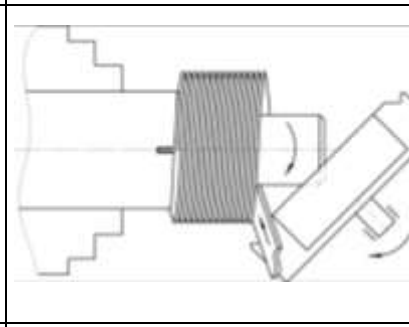
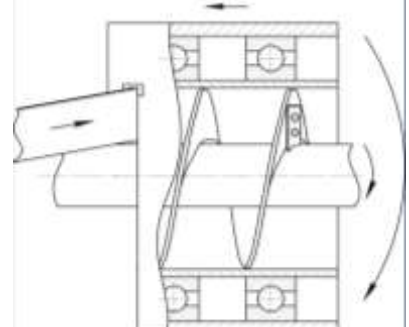
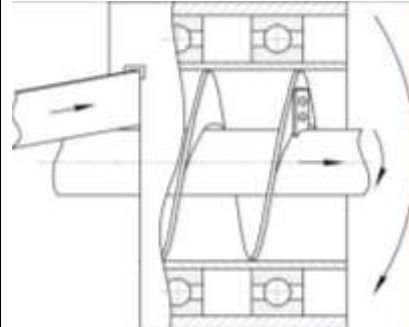
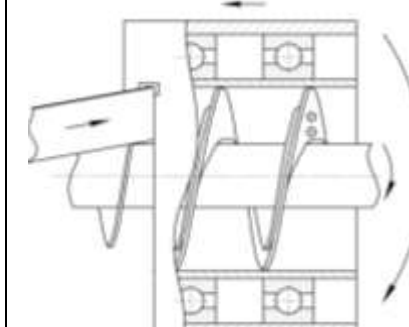
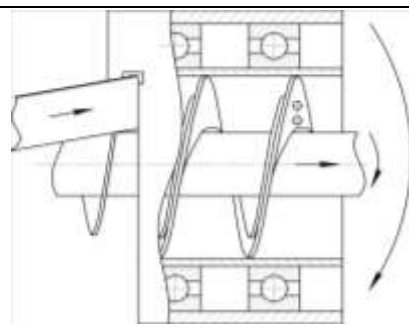
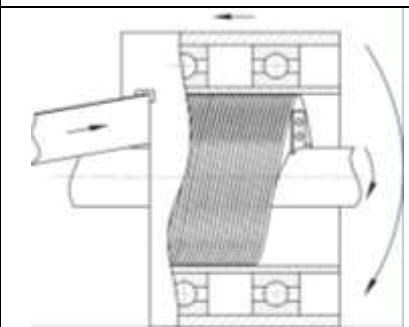
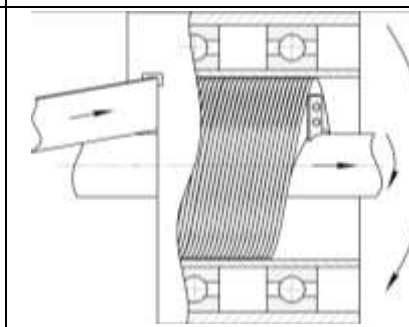
I(1)1₁, I(1)1₂, I(1)1₃
I(1)2₁, I(1)2₂, I(1)2₃
I(1)3₁, I(1)3₂, I(1)3₃
I(1)8₁, I(1)8₂
II(1)1₁, II(1)1₂, II(1)1₃
II(1)5₁
II(1)6₁, II(1)6₂, II(1)6₃
II(1)7₁, II(1)7₂
II(1)8₁, II(1)8₂
III(1)2₁, III(1)2₂, III(1)2₃
III(1)3₁, III(1)3₂, III(1)3₃
III(1)4₁, III(1)4₂, III(1)4₃
III(1)5₁
III(1)7₁, III(1)7₂
III(1)8₁, III(1)8₂
IV(1)1₁, IV(1)1₂, IV(1)1₃
IV(1)2₁, IV(1)2₂, IV(1)2₃
IV(1)3₁, IV(1)3₂, IV(1)3₃
IV(1)5₁
IV(1)6₁, IV(1)6₂, IV(1)6₃
IV(1)7₁, IV(1)7₂
II(1)8₁, II(1)8₂
I(2)9₁, I(2)9₂, I(2)9₃, I(2)9₄
II(2)10₁, II(2)10₂
III(2)11₁, III(2)11₂, III(2)11₃, III(2)11₄, III(2)11₅, III(2)11₆

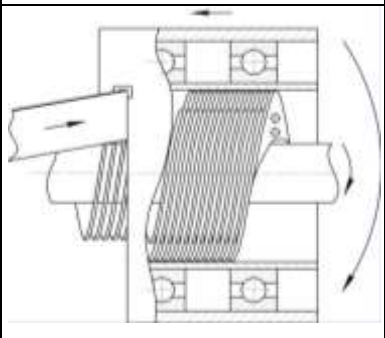
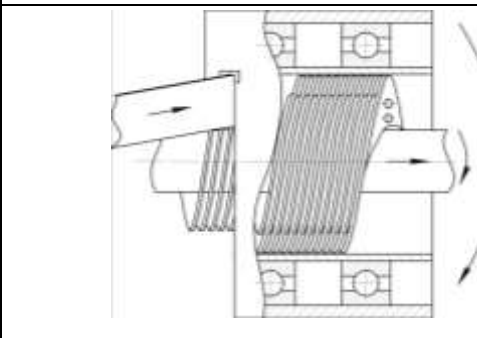
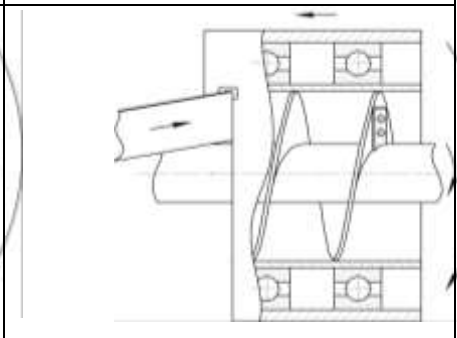
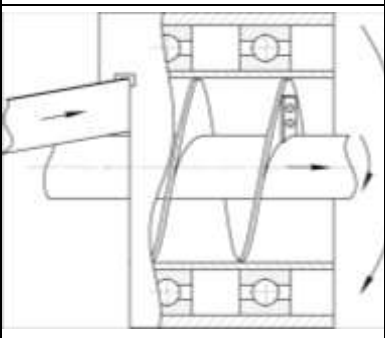
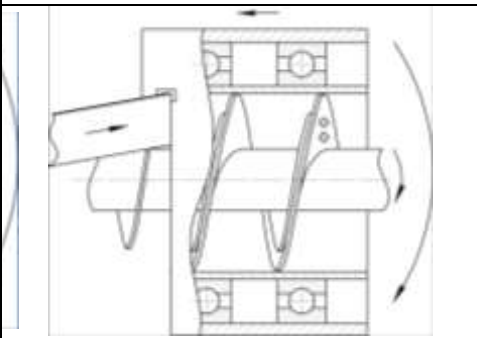
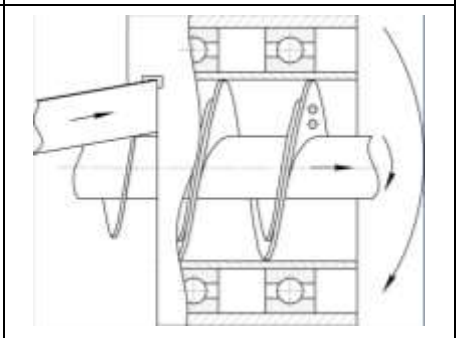
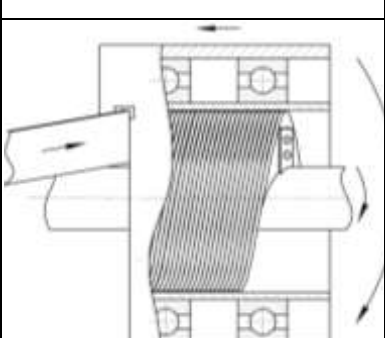
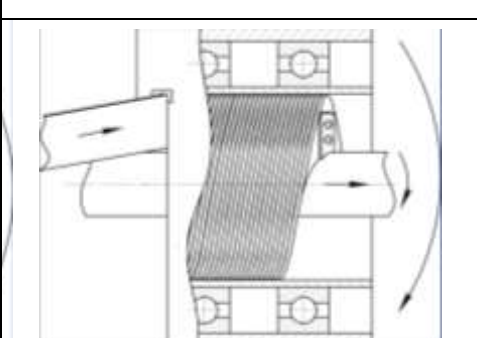
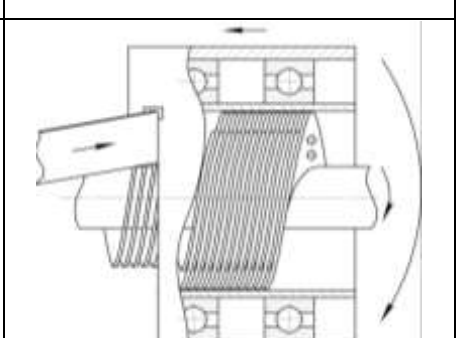
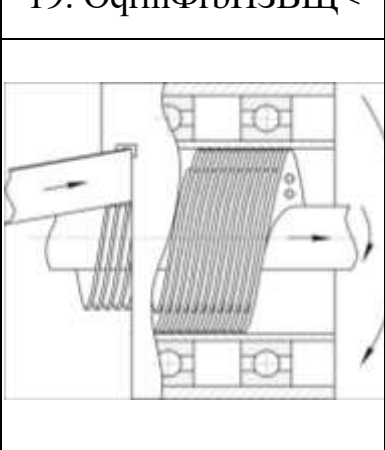
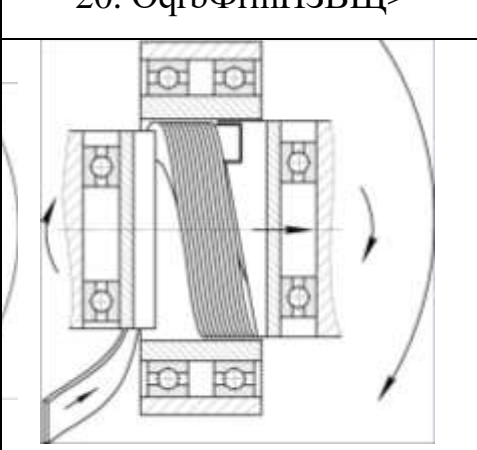
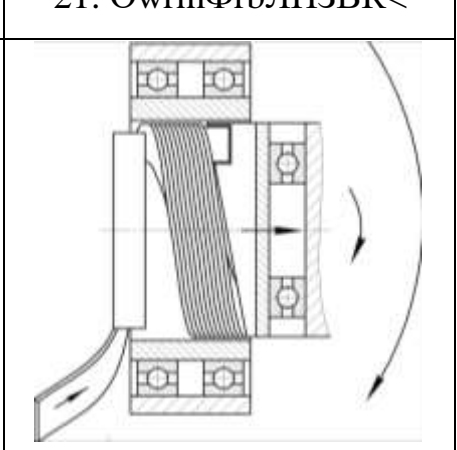
Так до I підгрупи 1 ієрархічного рівня (формувальний інструмент O + P) віднесено ознаки та елементи процесу 1, 2, 3 і 8; до II підгрупи (формувальний інструмент O + Ф) ознаки та елементи процесу 1, 5, 6, 7 і 8; до III підгрупи (формувальний інструмент P + Ф) ознаки та елементи процесу з 2 по 5 і 7 та 8; до IV підгрупи (формувальний інструмент O + P + Ф) ознаки та елементи процесу з 1 по 3 і з 5 по 8. До I підгрупи 2 ієрархічного рівня віднесено ознаку 9, до II підгрупи ознаку 10, а до III підгрупи ознаку 11. Кількість згенерованих альтернатив при використанні даного методу буде меншим у 87 разів у порівнянні з кількістю згенерованих альтернатив при використанні традиційного методу:

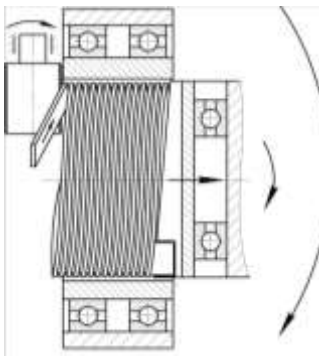
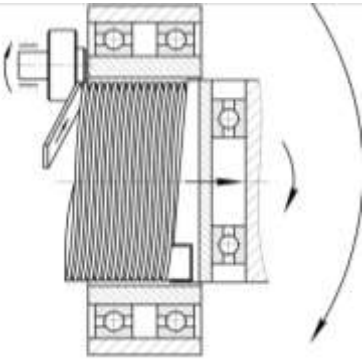
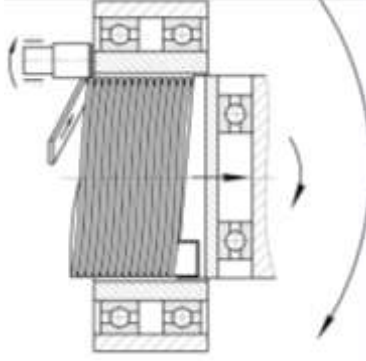
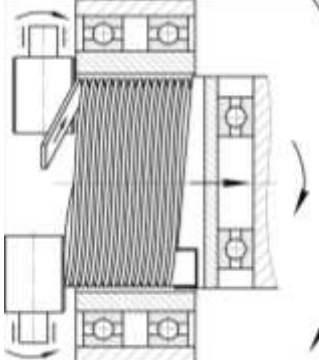
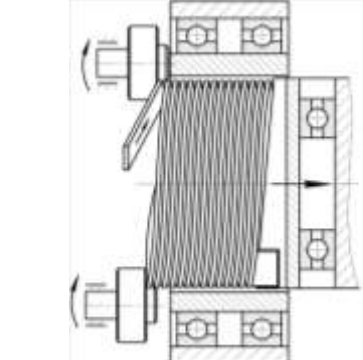
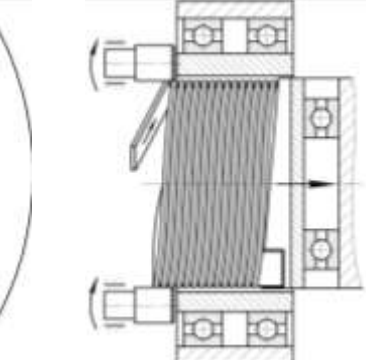
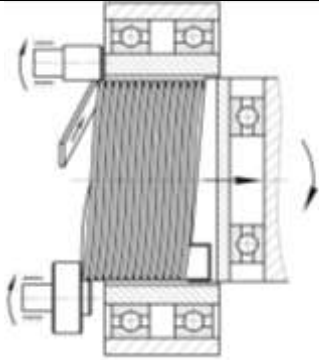
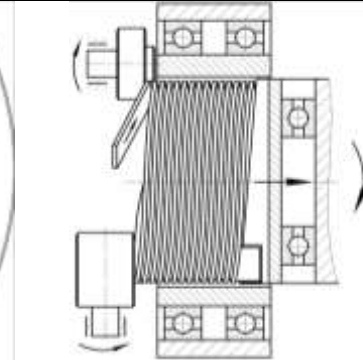
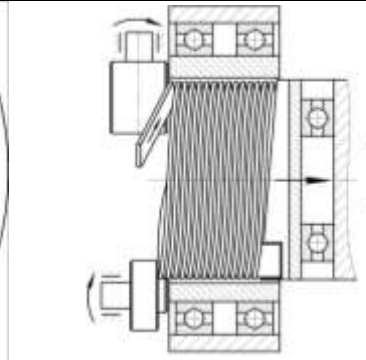
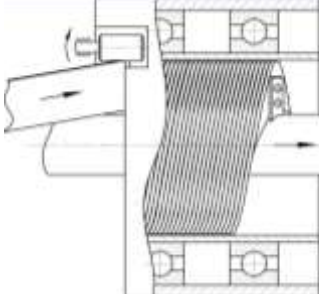
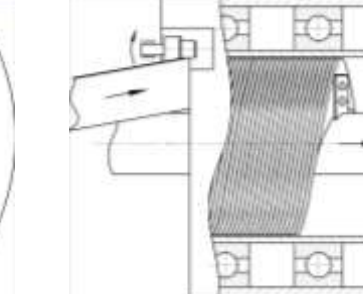
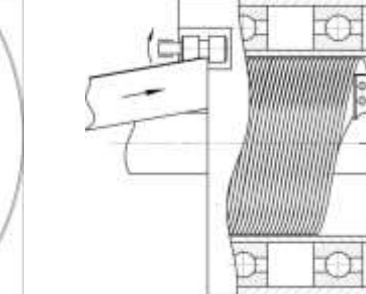
$$\begin{aligned}
 N_{\text{ні1}} = & \left| \begin{array}{c|c|c} 1.1 & 2.1 & 3.1 \\ \hline 1.2 & 2.2 & 3.2 \\ \hline 1.3 & 2.3 & 3.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ \hline 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c|c|c} 1.1 & 6.1 & \\ \hline 1.2 & 5.1 & 6.2 \\ \hline 1.3 & 6.3 & \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ \hline 7.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ \hline 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c|c|c} 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ \hline 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ \hline 2.3 & 3.3 & 4.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ \hline 5.2 \end{array} \right| \cap \\
 & \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ \hline 7.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ \hline 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c|c|c} 1.1 & 2.1 & 3.1 \\ \hline 1.2 & 2.2 & 3.2 \\ \hline 1.3 & 2.3 & 3.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ \hline 5.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ \hline 6.2 \\ \hline 6.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ \hline 7.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ \hline 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ \hline 9.2 \\ \hline 9.3 \\ \hline 9.4 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ \hline 10.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 11.1 \\ \hline 11.2 \\ \hline 11.3 \\ \hline 11.4 \\ \hline 11.5 \\ \hline 11.6 \end{array} \right| = 534.
 \end{aligned}$$

Використовуючи окремі підгрупи окремих ієрархічних рівнів зазначеного методу синтезу було згенеровано різні варіанти способів навивання СШ, загальні конструктивні схеми яких представлено в табл. 2.2. В позначеннях конструктивних схем використовувалась розроблена схема кодування, окрім форма заготовки «К», бо для спрощення сприйняття на рисунках зображались лише заготовки прямокутної форми. Крім того, в позначеннях конструктивних схем використання одного ролика не нумерувалося, а якщо вони різні, то розташування у верхній частині позначалося в записі першим, а усіх інших (перелік проводився за годинниковою стрілкою) наступними.

Згенеровані варіанти способів навівання спіралей шнеків

Способи навівання спіралей шнеків з використанням різного формувального інструменту		
1	2	3
		
1. $OqrmPgerbЛВЗЦ>$	2. $OqrmPgorbЛПЗВЦ>$	3. $OqrmPgxbЛВЗЦ>$
		
4. $OqrmPzorbЛПЗВЦ>$	5. $OqrmPgerbPzerbЛПЗВЦ>$	6. $OqrmPvorbЛПЗВЦ>$
		
7. $OqrmФrbПЗК<$	8. $OqrbФrmПЗК>$	9. $OsrmbФrbЛПЗК<$
		
10. $OsrmbФrmЛПЗК>$	11. $OqrmФrbПЗЦ<$	12. $OqrbФrmПЗЦ>$

1	2	3
		
13. $Owr_m\Phi r_bЛПЗК<$	14. $Owr_b\Phi r_mЛПЗК>$	15. $Oq_r_m\Phi r_bПЗВК<$
		
16. $Oq_r_b\Phi r_mПЗВК>$	17. $Osr_m\Phi r_bЛПЗВК<$	18. $Osr_b\Phi r_mЛПЗВК>$
		
19. $Oq_r_m\Phi r_bПЗВЦ<$	20. $Oq_r_b\Phi r_mПЗВЦ>$	21. $Owr_m\Phi r_bЛПЗВК<$
		
22. $Owr_b\Phi r_mЛПЗВК>$	23. $\Phi r_m\Upsilon dIdbЛПЗЦ>$	24. $\Phi r_m\Upsilon nIdbЛПЗЦ>$

1	2	3
		
25. $\Phi_{rm}P_{zem}I_{db}ЛПЗЦ$ >	26. $\Phi_{rm}P_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$ >	27. $\Phi_{rm}P_{gem}I_{db}ЛПЗЦ$ >
		
28. $\Phi_{rm}P_2_{zem}I_{db}ЛПЗЦ$ >	29. $\Phi_{rm}P_2_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$ >	30. $\Phi_{rm}P_2_{gem}I_{db}ЛПЗЦ$ >
		
31. $\Phi_{rm}P_{gem}P_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$ >	32. $\Phi_{rm}P_{gom}P_{zem}I_{db}ЛПЗЦ$ >	33. $\Phi_{rm}P_{zem}P_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$ >
		
34. $O_{qrb}\Phi_{rm}P_{gem}ЛПЗВЦ$ >	35. $O_{qrb}\Phi_{rm}P_{gom}ЛПЗВЦ$ >	36. $O_{qrb}\Phi_{rm}P_{gxm}ЛПЗВЦ$ >

Як видно з таблиці 2.2, значна кількість схем способів навивання СШ є непрацездатними або нераціонально ускладненими. Схеми з 1 по 6 є класичними і широко використовуються на практиці. Схеми, в яких використовується при навиванні у якості формують лише одна (З) або дві сторони заготовки (П, З і В), а саме 7, 8, 11,12, 15, 16, 19, 20, 27, 30, 34, 35, 36 є непрацездатними, бо не забезпечують підпори навитого витка спіралі і недопущення його нахилу. Значна кількість схем, в яких використовується рух в осьовому напрямі оправки, є неконструктивними, бо, як правило, оправка закріплюється в патроні токарного верстату і може здійснювати обертання лише в радіальному напрямі (схеми 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 34, 35, 36). Спосіб навивання, зображений на схемі 24, при його реалізації буде викликати значне тертя по поверхнях, тому також є неконструктивним. Схеми, в яких використовується різне розташування роликів по відношенню до обертової формувальної втулки (32, 33), також не є конструктивним.

Встановлено, що навивання СШ може здійснюватись чотирма основними способами за використання наступного формувального інструменту: оправа і ролик (класичні варіанти); оправа і обертова формувальна втулка; ролик і обертова формувальна втулка; оправа, ролик і обертова формувальна втулка.

Відповідно, шляхом критичного аналізу і виключення непрацездатних та неконструктивних схем було отримано значну кількість раціональних варіанти способів навивання СШ з використанням обертових формувальних втулок, на ряд з яких отримано патенти на корисну модель, а на частину з яких подано заявки на винахід. Загалом можна констатувати, що згенеровані способи навивання спіралей з використанням обертових формувальних втулок значно розширюють можливості навивання спіралей шнеків і забезпечують отримання різних видів спіралей.

2.2. Геометричні та силові залежності під час профілювання гвинтових заготовок секційних робочих органів

Для забезпечення швидкого впровадження у виробництво запропонованих типів секційних робочих органів ГГК першочерговим постало питання розробки технології виготовлення бочкоподібних гвинтових секцій з довжиною 120 – 140 мм, з зовнішнім максимальним діаметром 96 мм і шириною гвинтової стрічки 25 – 30 мм. Оскільки для даних параметрів крок гвинтової стрічки секції повинен знаходитися в межах 60 – 80 мм, то виготовлення таких елементів можуть мати два напрямки: 1) із суцільної спіралі шляхом її розрізання на окремі секції і подальшого проточування; 2) штампованих кільцевих заготовок змінної ширини встановлених парами, максимальні радіуси яких стикуються між собою по центрі секції з подальшим зварюванням. Другий метод є більш вдалий з точки зору енергосилових та економічних затрат.

Завданням теоретичного розрахунку є дослідження зміни параметрів зусилля деформації та моменту кручення під час профілювання гвинтових заготовок.

Вибираємо систему координат, яка нерухомо зв'язана з оправою таким чином, що вісь OX направлена в сторону упора, а вісь OZ – за напрямом осі оправи.

В початковий момент кільце буде плоским і, оскільки, його внутрішній діаметр більший діаметра оправи $2r > d$, то кільце займе певне кутове положення на оправі. Тобто, власна система координат $OXYZ$ кільця буде розміщена під кутом до осі X з провертанням відносно осі Y (рис. 2.1).

Початковий кут зміщення $\gamma = \arccos \frac{2r}{d}$, відповідно зміщення по осі:

$$\varepsilon = \frac{d \cdot \sin \gamma}{2} = \sqrt{r^2 - \frac{d^2}{4}}, \quad (2.3)$$

де d – діаметр оправи; r – внутрішній радіус заготовки (кільця).

При кінцевому розтягу кільце деформується в спіраль з параметрами D_c , d_c , P_c , де D_c – зовнішній діаметр спіралі, d_c – внутрішній діаметр спіралі, P_c – крок спіралі.

Крок спіралі визначається за умови, що коефіцієнт нерівномірності витягування в процесі профілювання спіралі з кільця залишається незмінним:

$$\psi = \frac{L_2}{L_1} = \frac{\sqrt{\pi^2 D_c^2 + P_c^2}}{\sqrt{\pi^2 d_c^2 + P_c^2}} = \frac{R}{r} = 1 + \frac{B}{r}, \quad (2.4)$$

де L_1 та L_2 – відповідно довжина внутрішнього та зовнішнього кроку спіралі; B – ширина спіралі.

Із залежності (2.4) випливає, що $\pi^2 D_c^2 + P_c^2 = \psi^2 (\pi^2 d_c^2 + P_c^2)$.

Оскільки внутрішній діаметр спіралі d_c співпадає з діаметром оправи d , то крок спіралі P_c :

$$\begin{aligned} P_c &= \sqrt{\frac{\pi^2 (d^2 + 2B) - \psi^2 \pi^2 d^2}{\psi^2 - 1}} = \\ &= \pi \sqrt{\frac{4B(d + B)}{\psi^2 - 1} - d^2} = \pi d \sqrt{\frac{4(d + B)r^2}{d^2(2r + B)} - 1}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Порівняння залежностей (2.3) та (2.5) свідчить, що половина кроку спіралі $P_c/2$ більша від зміщення ε по осі. Це пояснюється тим, що відбувається не тільки згин витків, але їх кручення та певна деформація в площині витків.

В початковий момент часу зусилля від нижньої опори направлено вертикально вгору і прикладено до внутрішньої сторони з радіусом r , а від пуансона – вертикально вниз і прикладено до зовнішньої сторони. Отже, виникає момент $T_n = F_0 B \cos \gamma$, який вирівнює заготовку в горизонтальне положення і та під час подальшого розтягу відбувається сумісний згин і кручення заготовки. Оскільки кручення здійснюється відносно центральної осі геометричного місця центрів поперечних перерізів, то дію пари сил розкладемо на силу розтягу F , прикладену до центра перерізу і момент T .

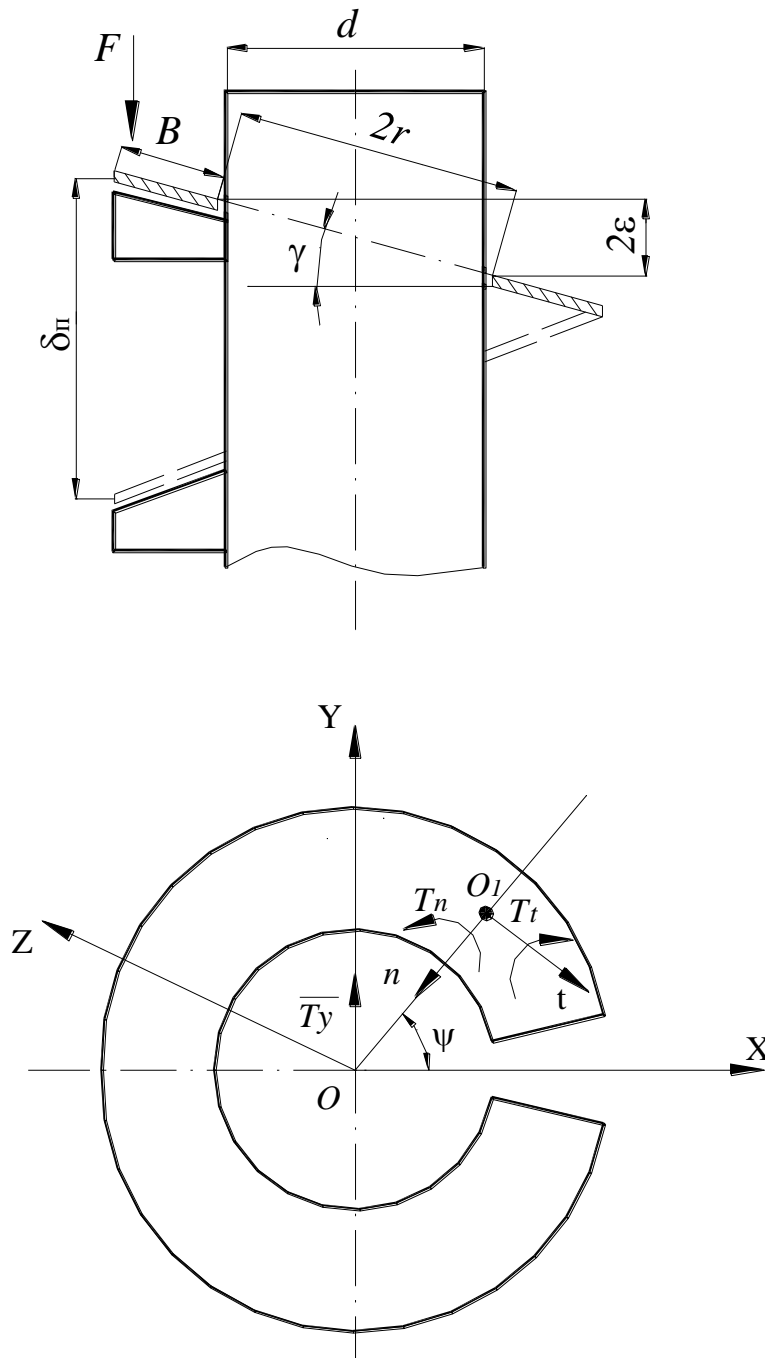


Рис. 2.1. Розрахункова схема для визначення моментів кручення і згину та зусилля під час профілювання

Рівняння середньої осі в початковий момент часу:

$$\begin{cases} x = \rho_k \cos \varphi \\ y = \rho_k \sin \varphi . \\ z = 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

В процесі переміщення пуансона біжучий крок спіралі P_c дорівнює величині переміщення $P_c = \delta_n$, відповідно рівняння осі перетвориться в рівняння гвинтової лінії з біжучим кроком:

$$\begin{cases} x = \rho_c \cos \varphi \\ y = \rho_c \sin \varphi \\ z = \frac{\delta_n \varphi}{2\pi} \end{cases} \quad (2.7)$$

Зв'язок між параметрами заготовки $\rho_k \varphi$ та спіралі $\rho_c \psi$ визначається за умови, що довжина елемента по середній лінії залишається незмінною $L_k = L_c$, тобто:

$$\rho_k \varphi = \rho_c \psi. \quad (2.8)$$

На кожний переріз спіралі діє момент згину T_n та момент кручення T_t .

Силу F , прикладену до витка замінимо на силу $F_z = F$, що діє вздовж осі елемента OZ і момент $T_y = Fr$. Вектор моменту T_y має напрямок:

$$\bar{T}_y = T_y \bar{j}. \quad (2.9)$$

Проведемо нормальний переріз спіралі в біжучій точці A (x_a, y_a, z_a) $x_a = \rho_c \cos \psi_a$; $y_a = \rho_c \sin \psi_a$, в якому розмістимо систему координат супутнього трикутника O_1tn , де вісь O_1t напрямлена по дотичній до середньої лінії, а O_1n – до центра. Відповідно в перерізі сила \bar{F}_z і момент T_y розкладатимуться на момент кручення T_t та момент згину T_n :

$$\begin{aligned} T_n &= -T_y \sin \psi = -Fr \sin \psi; \\ T_t &= -T_y \cos \psi + F \rho_c = F(\rho_c - r \cos \psi). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Отже, у випадку нецентрального прикладення сил момент кручення, який діє на переріз є змінний.

Якщо кручення спіралі здійснюється моментом $T_{кр} = T_t$, то зміна кручення χ в результаті розтягу спіралі становить (для пружного кручення):

$$\chi_\Delta = T_t / EI_t. \quad (2.11)$$

Величина кручення спіралі дорівнює:

$$\chi = \frac{P}{4\pi^2 d_c^2 + P^2} = \frac{\delta_n}{4\pi^2 d_c^2 + \delta_n^2}, \quad (2.12)$$

де δ_n – величина переміщення пуансона.

З рівняння (2.5) визначимо залежності зміни діаметру від переміщення Пуансона:

$$\begin{aligned} d_c &= \frac{2B}{\psi^2 - 1} + \sqrt{\frac{4B^2}{(\psi^2 - 1)^2} + \frac{4B^2}{\psi^2 - 1} - \frac{\delta_n^2}{\pi^2}} = \\ &= \frac{2B}{\psi^2 - 1} \left[1 + \sqrt{\psi^2 - \left[\frac{(\psi^2 - 1)^2}{4B^2} \right] \frac{\delta_n^2}{\pi^2}} \right]. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Одночасно з крученням проходить місцевий згин спіралі, найінтенсивніший спостерігається в перерізах $\psi_1 = \frac{\pi}{2}$; $\psi_2 = \frac{3\pi}{2}$.

Величина зміни кривини від згину визначається залежністю:

$$k_{\Delta} = \frac{T_n}{EI_n}, \quad (2.14)$$

де I_n – осьовий момент інерції січення відносно осі O_1n .

$$I_n = k_k \frac{HB^3}{12}, \quad (2.15)$$

де k_k – функціональний коеф., що враховують кривину заготовки [7, $k_k \approx 1$].

В процесі профілювання для біжучого переміщення пуансона на величину δ_n спочатку проходить пружне кручення та згин, а в подальшому – пластичне кручення.

Для пружного кручення основна дія сили F іде на розкручування витків, які формують спіраль з кроком, рівним величині δ_n , відповідно момент кручення T_t визначається за залежністю:

$$T_t = \frac{EI_t \delta_n}{4\pi^2 d_c^2 + \delta_n^2}. \quad (2.16)$$

де E – модуль пружності; I_t – центральний момент інерції січення відносно осі OIt ; δ_n – величина переміщення пуансона; d_c – внутрішній діаметр спіралі.

$$I_t = \frac{k_\phi B \cdot H^3}{3}, \quad (2.17)$$

де k_ϕ – функціональний коефіцієнт, що враховують форму перерізу заготовки [7], $k_\phi \approx 1$.

По досягненні пластичного деформування величина моменту пластичного кручення стабілізується:

$$T_{кр} = \frac{\tau_s H \cdot B^2}{4}, \quad (2.18)$$

де τ_s – дотичні напруження зрізу.

Максимальне зусилля на пресі в кінці ходу, без врахування калібрування спіралі визначається за залежністю:

$$F = \frac{\tau_s H \cdot B^2}{4\rho_c} = \frac{\tau_s H \cdot B^2}{4(d_c + 2B)}. \quad (2.19)$$

На рис. 2.2 зображено залежність зміни внутрішнього діаметру спіралі d_c від зміни кроку P під час профілювання. На рис. 2.3 залежність моменту кручення від ширини заготовки.

Як видно з графіків ширина стрічки практично не впливає на величину зміни внутрішнього діаметру спіралі, з із збільшенням переміщення пуансона момент кручення зростає прямо пропорційно товщині заготовки.

Для забезпечення впровадження даного способу профілювання заготовок гвинтових секцій у виробництво необхідно провести комплекс експериментальних досліджень який полягає у визначення впливу пружної і пластичної деформації на величину кроку спіралі, фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, її товщини, різниці початкової та кінцевої ширини заготовки, кількості деталей, які одночасно виготовляються на точність виготовлення гвинтових секцій перемінної ширини, яка полягає в забезпеченні стабільного кроку і внутрішнього діаметру.

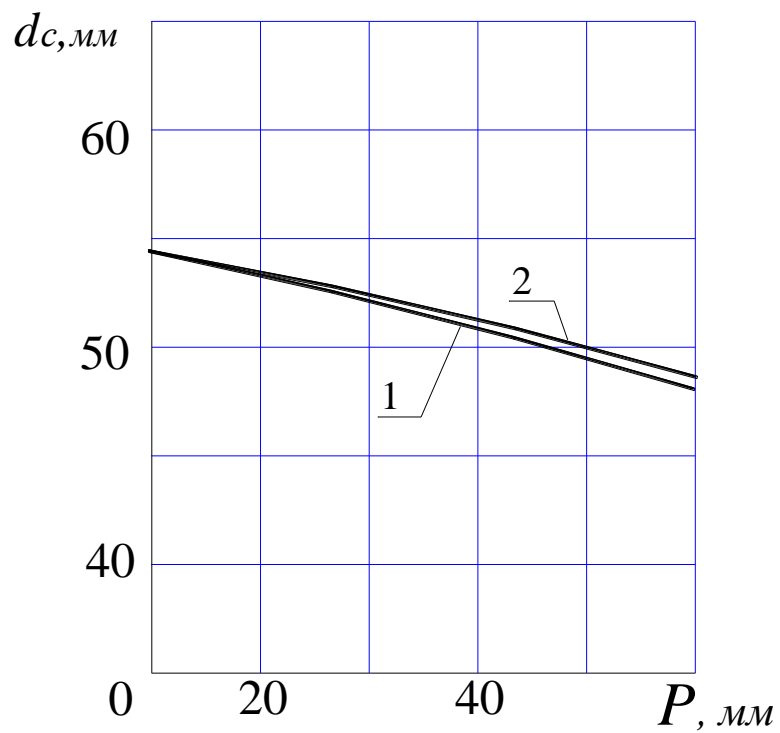


Рис. 2.2. Залежність зміни внутрішнього діаметру спіралі d_c від зміни величини кроку P_c для: 1 – $B = 24$ мм; 2 – $B = 30$ мм

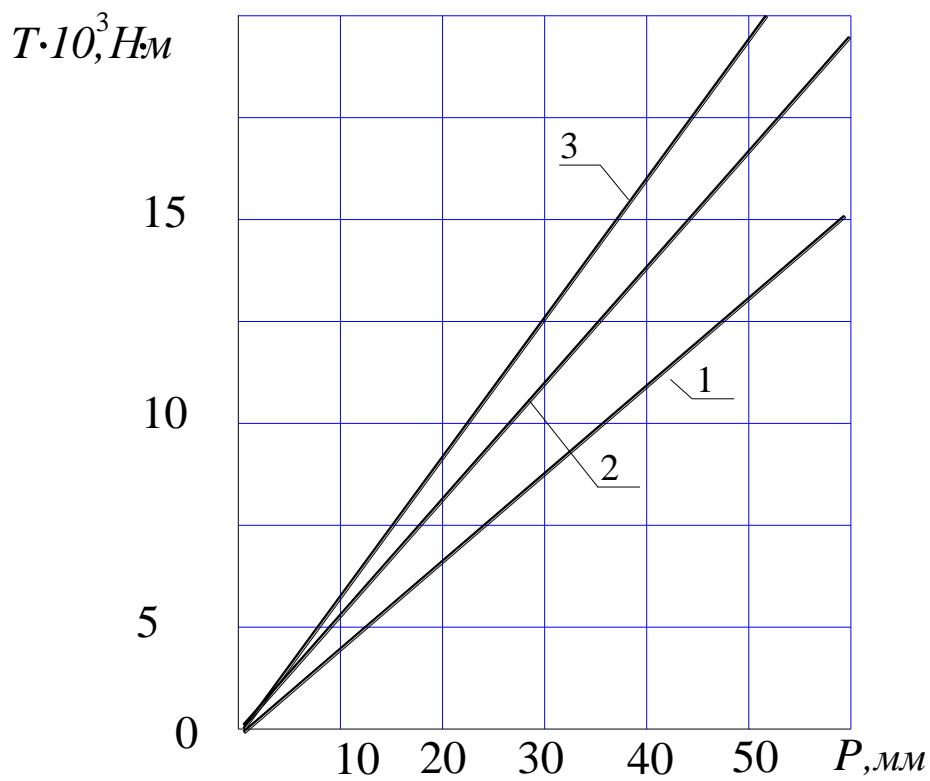


Рис. 2.3. Залежність моменту кручення від зміни величини кроку P_c для: 1 – $H = 2$ мм; 2 – $H = 4$ мм; 3 – $H = 5$ мм

2.3. Дослідження силових параметрів процесу формоутворення секційних гнучких гвинтових елементів різного профілю

Гнучкі гвинтові конвеєри отримали широке використання завдяки концентрації різних операцій у поєднанні з транспортування. Домінуючими факторами, які впливають на формування конструктивних параметрів гвинтових механізмів, є технологія їх виготовлення, яка має значну різноманітність способів і процесів, та вимагає вивчення кожного із них при зміні конструктивних параметрів гвинтових стрічок. Тому вирішення проблеми проектування і виготовлення ГРО відповідає сучасним вимогам за продуктивністю, матеріало- та енергоємністю.

Серед ГРО важливе місце займають гвинтові різнопрофільні гвинтові елементи, які широко використовуються в багатьох конструкціях ГГК. Розглянемо процес навивання стрічки на оправу складного профілю в поперечному перерізі, що заданий в параметричному виді $x=x(\theta)$, $y=y(\theta)$, розрахункова схема якого представлено на рис. 2.4, де θ - кутовий параметр, що визначає кут повороту оправы, рад.

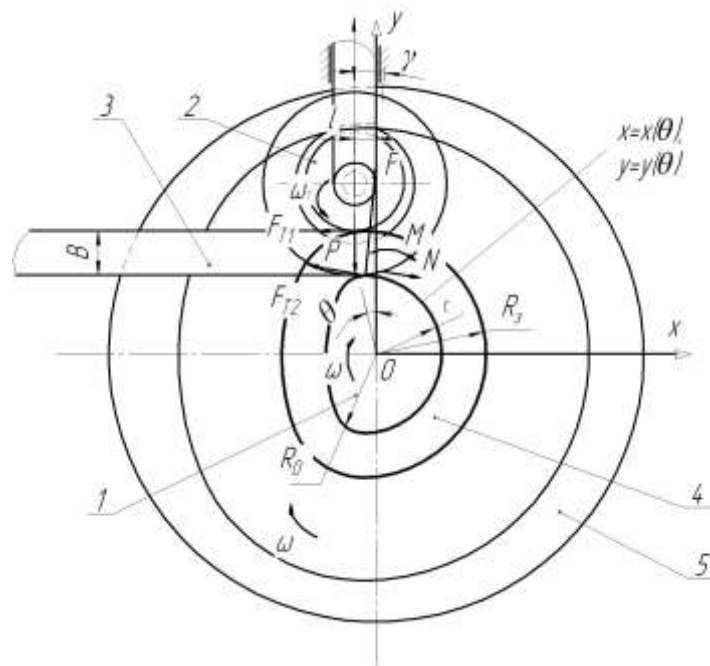


Рис. 2.4. Розрахункова схема процесу навивання стрічки на оправу складного профілю: 1 – оправу складного профілю; 2 – притискний ролик; 3 – стрічка; 4 – профільний гвинтовий елемент; 5 – торцевий кулачок, форма якого відповідає еквідистанті оправы 1

В процесі навивання відбувається стиснення волокон стрічки на внутрішньому діаметрі і розтяг волокон стрічки на зовнішньому діаметрі гвинтового профільного елемента. Визначимо момент згину стрічки в цих зонах, розглянувши процес деформації стрічки в гарячому та холодному стані.

Як відомо, радіальні напруження, що виникають у зоні розтягу ребра стрічки визначаються за формулою [7]:

$$\sigma_{\rho 1} = -\beta \sigma_s \cdot \ln \frac{R}{\rho}, \quad (2.20)$$

де β - коефіцієнт, що враховує вплив середнього головного напруження, дорівнює 1,15; σ_s - границя текучості матеріалу профільного гвинтового елемента, МПа; R - зовнішній радіус гнuttя, мм; ρ - полярна координата радіуса гнuttя, мм.

Аналогічно визначаємо радіальні напруження в зоні стиску [7]:

$$\sigma_{\rho 2} = -\beta \sigma_s \cdot \ln \frac{\rho}{r}, \quad (2.21)$$

де r - внутрішній радіус гнuttя, мм.

Тангенціальні напруження в зоні розтягу:

$$\sigma_{\theta 1} = \beta \sigma_s \cdot \left(1 - \ln \frac{R}{\rho} \right). \quad (2.22)$$

Тангенціальні напруження в зоні стиску:

$$\sigma_{\theta 2} = -\beta \sigma_s \cdot \left(1 + \ln \frac{\rho}{r} \right). \quad (2.23)$$

Особливістю навивання профільних гвинтових елементів є те, що радіуси кривизни, а відповідно і радіуси гнuttя стрічки є змінними протягом одного оберту оправи складного профілю. Тому внутрішній радіус гнuttя заготовки r можна визначити на основі рівняння радіуса кривизни профілю оправи [29] за формулою:

$$r = \frac{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{\frac{3}{2}}}{\ddot{x}y - \ddot{y}x}. \quad (2.24)$$

Відповідно зовнішній радіус R гнуття стрічки можна визначити за формулою:

$$R = r + \beta_y B, \quad (2.25)$$

де β_y - коефіцієнт усадки стрічки під час навивання; B – ширина ребра стрічки, мм.

Момент гнуття стрічки визначаємо за формулою:

$$M_1 = \left(\int_{\rho_n}^R \sigma_{\theta 1} \rho d\rho + \int_r^{\rho_n} \sigma_{\theta 2} \rho d\rho \right) H, \quad (2.26)$$

де ρ_n - радіус нейтральної поверхні напружень, мм; H – товщина ребра профільної стрічки, мм.

Радіус нейтральної поверхні напружень визначаємо за формулою [7]:

$$\rho_n = \sqrt{Rr}. \quad (2.27)$$

Підставляючи формули (2.22), (2.23) у формулу (2.26), враховуючи формулу (2.27) знаходимо:

$$M_1 = \beta \sigma_s \frac{H \beta_y^2 B^2}{4}. \quad (2.28)$$

У випадку навивання стрічки на оправу складного профілю в холодному стані відбувається зміцнення матеріалу стрічки, причому величини тангенціальних напружень для стрічки визначаються за формулами [7]:

- в зоні розтягу:

$$\sigma_{\theta 1} = \beta \left[\sigma_{T0} \left(1 - \ln \frac{R}{\rho} \right) + \frac{\Pi}{2} \left(2 \ln \frac{\rho}{\rho_n} - \ln \frac{\rho R}{\rho_n^2} \ln \frac{R}{\rho} \right) \right]; \quad (2.29)$$

- в зоні стиску:

$$\sigma_{\theta 2} = -\beta \left[\sigma_{T0} \left(1 + \ln \frac{\rho}{r} \right) + \frac{\Pi}{2} \left(2 \ln \frac{\rho_n}{\rho} + \ln \frac{\rho_n^2}{\rho r} \ln \frac{\rho}{r} \right) \right], \quad (2.30)$$

де σ_{T0} - екстрапольована границя текучості матеріалу стрічки, МПа; Π - лінійний модуль зміцнення матеріалу стрічки, МПа.

Підставляючи рівняння (2.29), (2.30) у рівняння (2.26) після інтегрування та скорочень знаходимо момент гнуття стрічки:

$$M_1 = \beta H \left[\sigma_{TO} \frac{\beta_y^2 B^2}{4} + \Pi \left(\frac{2r^2 + 2r\beta_y B + \beta_y^2 B^2}{4} \cdot \ln \sqrt{1 + \frac{\beta_y B}{r}} - \frac{2r\beta_y B + \beta_y^2 B^2}{8} \right) \right] \quad (2.31)$$

На основі формул (2.31) та (2.24) робимо висновок, що в процесі навивання стрічки на оправу складного профілю в холодному стані відбувається зміна моменту гнуття стрічки від кута повороту оправы. Згідно розрахункової схеми на рис. 2.4 рівняння рівноваги частини стрічки, що піддається деформації запишемо наступним чином:

$$\left. \begin{array}{l} \text{по осі } x: -F_{T1} - F_{T2} \cdot \cos \gamma + N \cdot \cos \gamma + F \cdot \sin \gamma = 0; \\ \text{по осі } y: -P + F_{T2} \cdot \sin \gamma - N \cdot \sin \gamma + F \cdot \cos \gamma = 0; \\ \text{сума моментів: } P \cdot l + F_{T1} \cdot R_3 + F_{T2} \cdot R_0 - N \cdot \rho_n - M = 0, \end{array} \right\} \quad (2.32)$$

де F_{T1} - сила тертя між роликом та стрічкою, Н; F_{T2} - сила тертя між стрічкою та оправою складного профілю, Н; γ - кут тиску оправы складного профілю, град; N - поздовжня сила, Н; F - рівнодіюча нормальних контактних напружень на стрічці, Н; P - сила гнуття притискним роликом, Н; l - відстань між центрами оправы складного профілю та притискного ролика, мм; R_3 - зовнішній радіус взаємодії гвинтового елемента відносно центра обертання оправы, мм; R_0 - відстань від центра обертання оправы до її поверхні, мм.

Сили тертя визначаємо за залежностями:

$$F_{T1} = \mu_1 \cdot P; \quad (2.33)$$

$$F_{T2} = \mu_2 \cdot F, \quad (2.34)$$

де μ_1 - коефіцієнт тертя між притискним роликом та стрічкою; μ_2 - коефіцієнт тертя між оправою та гвинтовим елементом.

Рівнодіючу нормальних контактних напружень знаходимо за формулою:

$$F = \sigma_r \cdot H \cdot L, \quad (2.35)$$

де σ_r - контактні нормальні напруження на внутрішньому радіусу елемента, МПа; L - довжина контакту по внутрішньому діаметру елемента, мм.

При відомому моменті гнuttя M можна знайти усі сили, що виникають в процесі навивання, розв'язавши систему рівнянь (2.32). В даному випадку:

$$F = \frac{-P \cdot (\mu_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma - 1)}{\mu_2 \cdot \sin \gamma + \operatorname{tg} \gamma \cdot (-\mu_2 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma) + \cos \gamma}; \quad (2.36)$$

$$N = \frac{\mu_1 \cdot P + F \cdot (\mu_2 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma)}{\cos \gamma}. \quad (2.37)$$

Експериментальні дослідження показали, що максимальна сила гнuttя P притискним роликом виникає на початковій стадії деформування, тобто, коли кут γ рівний нулю. Тому, для спрощення розрахунків, розв'язок системи рівнянь (2.32) буде наступним:

$$P = F; \quad (2.38)$$

$$N = (\mu_1 + \mu_2) \cdot P; \quad (2.39)$$

$$P = \frac{M}{l + \mu_1 R_3 + \mu_2 R_0}. \quad (2.40)$$

Відстань від центра обертання оправи до її поверхні визначаємо за формулою:

$$R_0 = \sqrt{x(\theta)^2 + y(\theta)^2}. \quad (2.41)$$

Зовнішній радіус взаємодії гвинтового елемента відносно центра обертання оправи визначаємо за формулою:

$$R_3 = \sqrt{(x(\theta) + B)^2 + (y(\theta) + B)^2}. \quad (2.42)$$

Слід зауважити, що тут коефіцієнт тертя μ_1 між притискним роликом і стрічкою є величиною приведеною і не відповідає безпосередньому значенню коефіцієнта тертя для контактуючих матеріалів. Момент, який необхідно прикласти для обертання оправи складного профілю, залежить від конструктивних особливостей оправ і в загальному випадку визначається згідно рисунка 1 за залежністю:

$$M_O = k_M \cdot P \cdot (l + \mu_1 \cdot R_3) \quad (2.43)$$

де k_M – коефіцієнт, що враховує конструктивні виконання оправи.

На основі приведених вище формул можна проектувати необхідне технологічне оснащення. При цьому, для зменшення моменту обертання оправы, а отже, і зменшення необхідної потужності навівання гвинтових заготовок, потрібно звести до мінімуму коефіцієнт тертя μ_1 , наприклад, використовуючи змащувальні речовини.

Як приклад розрахунку розглянемо процес навівання стрічки на оправку складного профілю (рис. 2.4), рівняння якого задано в параметричному вигляді:

$$\begin{aligned} x(\theta) &= (R_1 - d) \cos \theta + d \cos^2 \theta, \\ y(\theta) &= R_1 \sin \theta, \end{aligned} \quad (2.44)$$

де R_1 – максимальний радіус оправы складного профілю, мм; d – параметр, що визначає відхилення профілю оправы, мм.

Гвинтові елементи заданого вище профілю можуть використовуватись для змішування матеріалів спареними шнеками.

Для параметричного рівняння (2.44) встановлюємо наступні залежності:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= -(R_1 - d) \sin \theta - 2d \cos \theta \sin \theta; \\ \dot{y} &= R_1 \cos \theta; \\ \ddot{x} &= -(R_1 - d) \cos \theta + 2d(\sin^2 \theta - \cos^2 \theta); \\ \ddot{y} &= -R_1 \sin \theta. \end{aligned} \quad (2.45)$$

Підставляючи рівняння (2.45) у рівняння (2.24), одержуємо:

$$r = \frac{\left[\left((-R_1 + d) \sin \theta - 2d \cos \theta \sin \theta \right)^2 + R_1^2 \cos^2 \theta \right]^{\frac{3}{2}}}{\left((-R_1 + d) \sin \theta - 2d \cos \theta \sin \theta \right) (-R_1 \sin \theta) - \left((-R_1 + d) \cos \theta + 2d(\sin^2 \theta - \cos^2 \theta) \right) R_1 \cos \theta} \quad (2.46)$$

Рівняння (2.46) підставляємо в залежності (2.31), (2.40) та (2.43) та одержуємо результати силових параметрів формування гвинтових елементів складного профілю, що заданий параметричним рівнянням (2.44).

Розрахунки виведених залежностей виконували за допомогою пакету прикладних програм для ПК. За результатами розрахунків побудовано графічні залежності радіуса кривизни складного профілю оправы від кутового параметру

(рис. 2.5) та залежності зусилля гнуття і крутного моменту від кута повороту оправки складного профілю (рис. 2.6 і рис. 2.7).

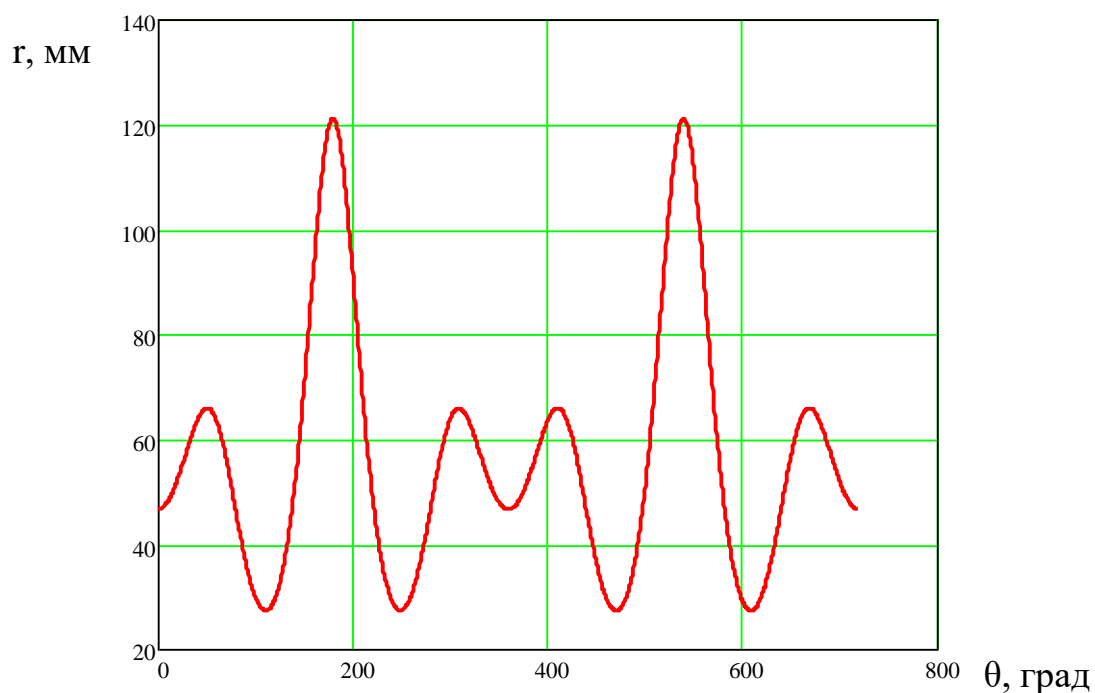


Рис. 2.5. Графічні залежності радіуса кривизни складного профілю оправки від кутового параметру $R_l = 50$ мм; $d = 15$ мм

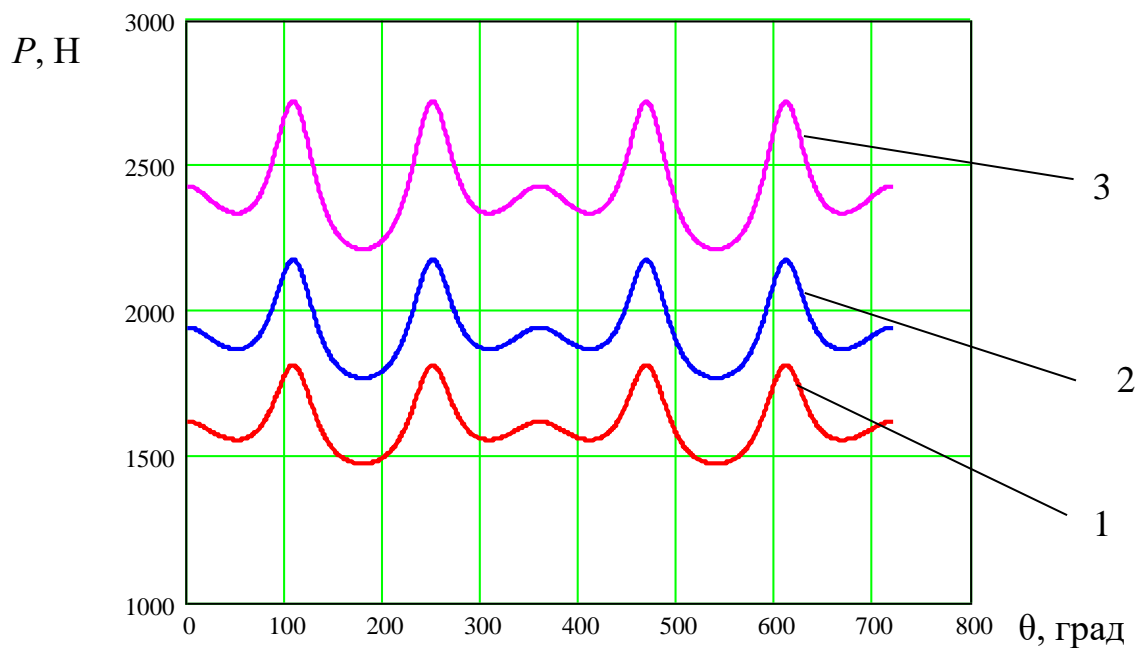


Рис. 2.6. Графічні залежності сили гнуття притискним роликом від кута повороту оправки складного профілю (Ст 3, $\sigma_b = 440$ МПа) $B = 15$ мм; $R_l = 50$ мм; $d = 15$ мм: 1 – $H = 1$ мм; 2 – $H = 1,2$ мм; 3 – $H = 1,5$ мм

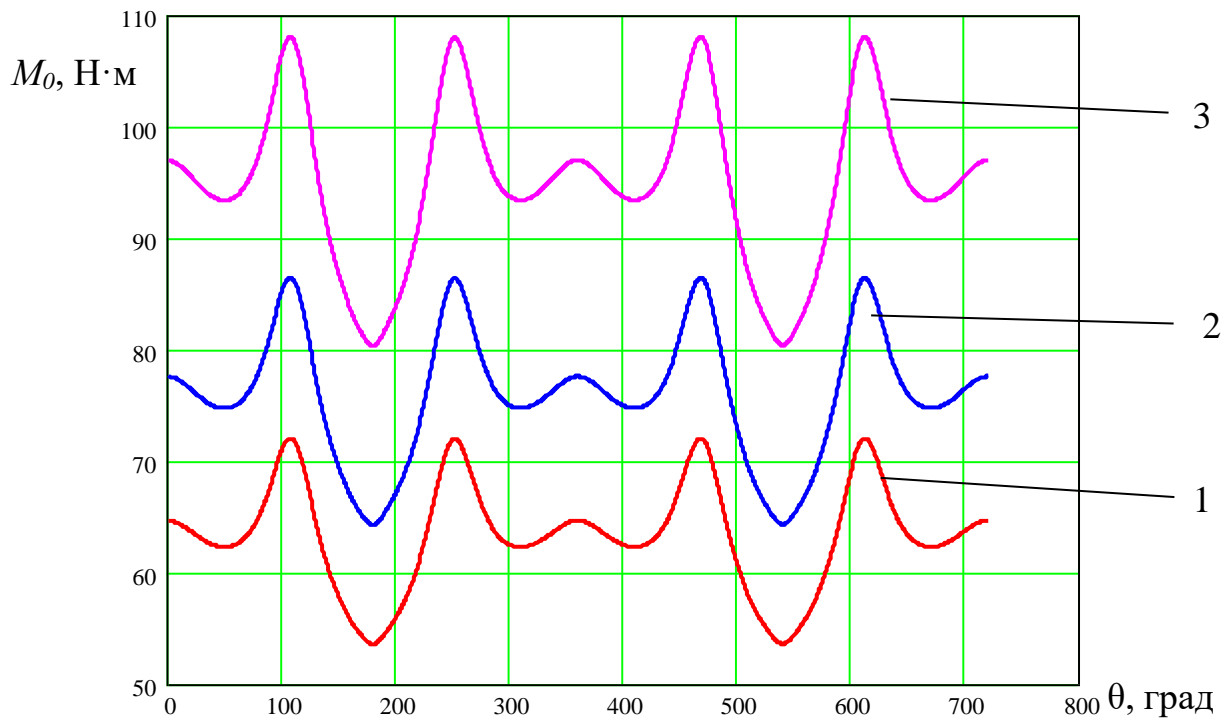


Рис. 2.7. Графічні залежності моменту, який необхідно прикласти для обертання оправки складного профілю від кута повороту оправки (Ст 3, $\sigma_B=440$ МПа) $B=15$ мм; $R_I=50$ мм; $d=15$ мм: 1 – $H=1$ мм; 2 – $H=1,2$ мм; 3 – $H=1,5$ мм

З графічних залежностей видно, що при товщині стрічки $H = 1$ мм, сила гнуття стрічки притискним роликком знаходиться в межах $P = 1500 - 1800$ Н, а момент, який необхідно прикласти для обертання оправки $M_0 = 55 - 72$ Н·м; при $H=1,5$ мм сила гнуття знаходиться в межах $P = 2200 - 2700$ Н, а момент $M_0 = 80 - 108$ Н·м. Зусилля і момент формоутворення набувають максимального значення в процесі формування заготовки на частині оправки із найменшим радіусом кривизни, тобто в даному випадку при 105 та 250 градусах, найменші значення досягаються при 180 градусах, коли радіус гнуття є найбільшим. Ці параметри повторюються періодично із періодом 2π .

На основі проведених досліджень розроблена методика визначення впливу радіуса кривизни оправки, а вплив конструктивних і технологічних параметрів на величину крутного моменту; виведені аналітичні залежності впливу радіуса кривизни складного профілю оправки на величину крутного моменту і кута повороту оправки.

2.4. Дослідження динаміки процесу калібрування витка гвинтової заготовки на крок

2.4.1. Калібрування конічної гвинтової заготовки на крок

На основі експериментальних досліджень встановлено, що в процесі калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок виникають динамічні коливання оправки, при цьому амплітуда коливань збільшується із збільшенням ширини витка. Коливання виникає як у вертикальній площині, так і в горизонтальній, а також супроводжується крутильними коливаннями. Оскільки коливання оправки має вплив на міцність оправки, а також на продуктивність процесу калібрування, виникає необхідність у дослідженні динамічних навантажень на елементи установки для калібрування гвинтових заготовок на крок та характер переміщення її складових.

Ці переміщення можна знайти за допомогою вирішення диференціальних рівнянь руху. Для спрощення розрахунків виконуємо деяку ідеалізацію системи, викидаючи другорядні фактори.

Розрахункову схему процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок можна представити так, як це показано на рис. 2.8. Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані пружними зв'язками. Пружні зв'язки допустимо невагомими, що характеризуються постійним коефіцієнтом жорсткості.

Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів будемо нехтувати. До зосереджених мас віднесено m_1 – маса конічної гвинтової заготовки та оправки для калібрування, m_2 – маса клина, m_3 – маса пристрою для закріплення клина, I_1 – момент інерції конічної гвинтової заготовки та оправки для калібрування, I_2 - момент інерції шпинделя установки, I_3 - момент інерції ротора двигуна. Крім цього, на рисунку показані коефіцієнти жорсткості: C_{12} - приведена жорсткість на кручення шпинделя установки та оправки для калібрування, C_{23} - приведена жорсткість на кручення вала між шпинделем та двигуном, k_{1z} , k_{1y} - приведені лінійні жорсткості оправки для

калібрування відповідно в напрямках осей z та y ; k_{2z} - приведена лінійна жорсткість клина в напрямку осі z ; k_{23} - приведена лінійна жорсткість клина в напрямку осі y , k_{3y} - приведена лінійна жорсткість пристрою для закріплення клина в напрямку осі y . Крім цього позначені коефіцієнти демпфування: $\beta_{12\phi}$ - коефіцієнт демпфування крутильних коливань шпинделя установки та оправки для калібрування, $\beta_{23\phi}$ - коефіцієнт демпфування крутильних коливань вала між шпинделем та двигуном, β_{1z} , β_{1y} - коефіцієнти демпфування лінійних коливань оправки для калібрування відповідно в напрямках осей z та y ; β_{2z} - коефіцієнт демпфування лінійних коливань клина в напрямку осі z , β_{23y} - коефіцієнт демпфування лінійних коливань клина в напрямку осі y , β_{3y} - коефіцієнт демпфування лінійних коливань пристрою для закріплення клина в напрямку осі y . До клина прикладена сила подачі клина Q та сила удару P_y , що виникає в момент початку калібрування витків. На оправку діє крутний момент $M_{кр}$. Оправка обертається із частотою ω . Крім цього на двигуні прикладений крутний момент M_d .

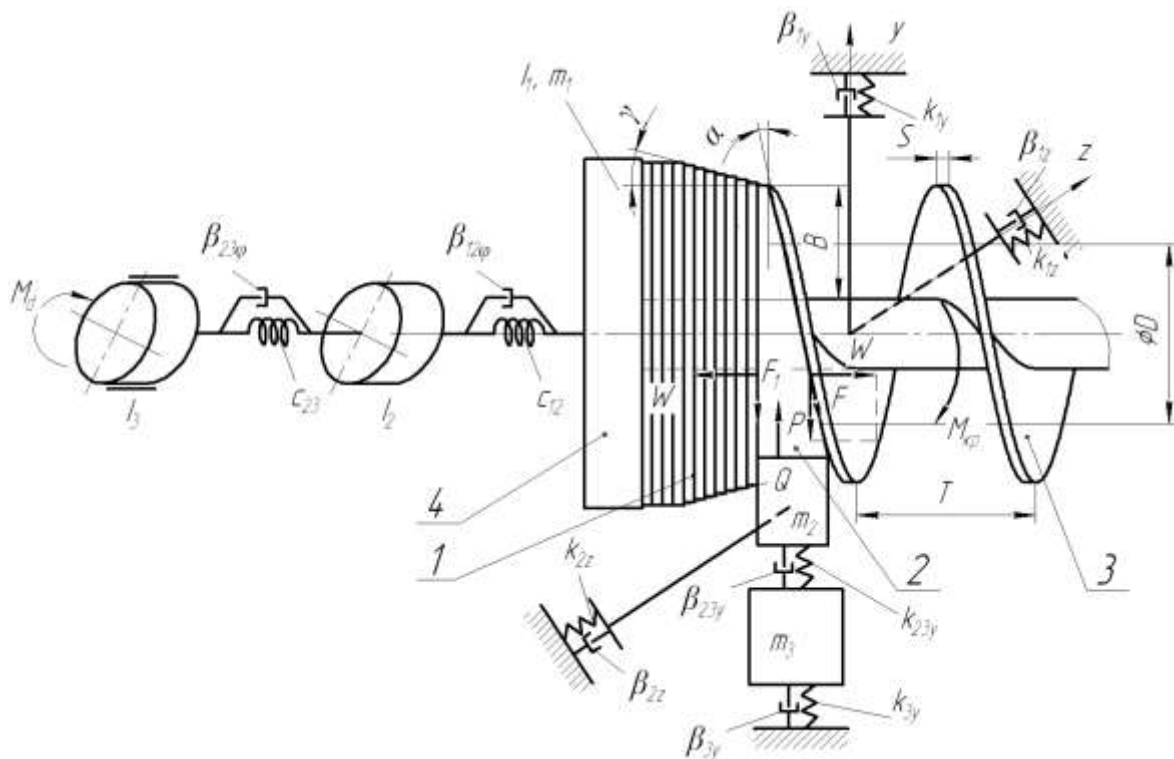


Рис. 2.8. Розрахункова схема процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок: 1 - щільно навита конічна заготовка, 2 - клин; 3 - калібровані на крок T витки гвинтової заготовки; 4 - оправка для калібрування

Силу подачі клина визначаємо за формулою [27]:

$$Q(t) = \frac{2\beta \cdot B(t) \cdot \left[\sigma_{T,0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8}} \right) \right]}{D} [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_{12}], \quad (2.47)$$

де β - коефіцієнт, що враховує вплив середнього головного напруження σ_z ; $B(t)$ - змінна ширина витка, мм; $\sigma_{T,0}$ - екстрапольована границя текучості, МПа; S - товщина витка, мм; Π - лінійний модуль зміцнення, МПа; R_1, r_1 - зовнішній і внутрішній радіуси гнуття витка під час калібрування, мм; D - середній діаметр заготовки до калібрування, мм; α - кут нахилу клина, град; φ - кут тертя на похилій площині клина, град; φ_{12} - кут тертя на вертикальній площині клина, град; t - час, с.

Крутний момент $M_{кр}$ на оправці [27]:

$$M_{кр}(t) = \beta \cdot B(t) \cdot \left[\sigma_{T,0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8}} \right) \right] [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_{12}]. \quad (2.48)$$

Наша система має 8 степеней вільності. Виберемо в якості узагальнених координат φ_1 - кут повороту оправки (вважаємо додатнім в напрямку проти годинникової стрілки); φ_2 - кут повороту шпинделя; φ_3 - кут повороту ротора двигуна; z_2, y_2 - переміщення центра маси клина в напрямку осей z та y ; z_1, y_1 - переміщення центра маси оправки для калібрування в напрямку осей z та y ; z_3 - переміщення центра маси пристрою для закріплення клина в напрямку осей z та y . Додатні напрямки переміщення показані на рисунку 2.8.

Отримаємо диференціальні рівняння коливання без врахування опору середовища за допомогою рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1,8). \quad (2.49)$$

Тоді кінетична енергія системи:

$$T = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{m_2 \cdot (\dot{z}_2^2 + \dot{y}_2^2)}{2} + \frac{m_1 \cdot (\dot{z}_1^2 + \dot{y}_1^2)}{2} + \frac{m_3 \cdot \dot{y}_3^2}{2}. \quad (2.50)$$

Потенціальна енергія системи:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{k_{1z} \cdot (z_1 - R\varphi_1)^2}{2} + \frac{k_{2z} \cdot z_2^2}{2} + \frac{k_{1y} \cdot y_1^2}{2} + \\ & + \frac{k_{23y} \cdot (y_3 - y_2)^2}{2} + \frac{k_{3y} \cdot y_3^2}{2}. \end{aligned} \quad (2.51)$$

де R – радіус оправки для калібрування.

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = I_1 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = I_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = -C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) - k_{1z} R (z_1 - R\varphi_1).$$

Отже, перше рівняння прийме вигляд:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - k_{1z} R (z_1 - R\varphi_1) = M_{кр}.$$

Для другого рівняння:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = I_2 \dot{\varphi}_2; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = I_2 \ddot{\varphi}_2; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) + C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3).$$

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = 0.$$

Аналогічно отримуємо наступні шість рівнянь. Остаточно повна система рівнянь задачі має вигляд:

$$\begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - k_{1z} R (z_1 - R\varphi_1) &= M_{кр}(t), \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0, \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) &= -M_d, \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + k_{2z} z_2 &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\ m_1 \cdot \ddot{z}_1 + k_{1z} (z_1 - R\varphi_1) &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 + k_{23y} (y_3 - y_2) + k_{3y} y_3 &= 0, \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 - k_{23y} (y_3 - y_2) &= Q(t), \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + k_{1y} y_1 &= Q(t). \end{aligned} \quad (2.52)$$

Якщо враховувати розсіювання енергії, то рівняння запишуться так:

$$\begin{aligned}
 I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - \beta_{12\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - k_{1z} R(z_1 - R\varphi_1) - \beta_{1z} R(\dot{z}_1 - R\dot{\varphi}_1) &= M_{кр}(t), \\
 I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_{12\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_{23\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) &= 0, \\
 I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{23\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) &= -M_d, \\
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 + k_{2z} z_2 + \beta_{2z} \dot{z}_2 &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 + k_{1z} (z_1 - R\varphi_1) + \beta_{1z} (\dot{z}_1 - R\dot{\varphi}_1) &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\
 m_3 \cdot \ddot{y}_3 + k_{23y} (y_3 - y_2) + \beta_{23y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k_{3y} y_3 + \beta_{3y} \dot{y}_3 &= 0, \\
 m_2 \cdot \ddot{y}_2 - k_{23y} (y_3 - y_2) - \beta_{23y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) &= Q(t), \\
 m_1 \cdot \ddot{y}_1 + k_{1y} y_1 + \beta_{1y} \dot{y}_1 &= Q(t).
 \end{aligned} \tag{2.53}$$

Досліджуючи ударну взаємодію клина із витком конічної гвинтової заготовки, враховуємо лише дію миттєвої сили удару P_y , яка є великою, але такою, що створює імпульс із скінченною величиною [27]:

$$\vec{S}_1 = \int_{t_0}^{t_0+t_{K2}} \vec{P}_y dt, \tag{2.54}$$

де t_0 - початковий момент часу, с; t_{K2} - тривалість удару, с.

Під час зіткнення твердих тіл t_{K2} має порядок 10^{-4} с. Як відомо із теоретичної механіки:

$$\vec{S}_1 = m_1 \cdot \vec{V}_K - m_1 \cdot \vec{V}_\Pi, \tag{2.55}$$

де V_K - кінцева відносна лінійна швидкість руху оправки для калібрування, м/с; V_Π - початкова відносна лінійна швидкість руху оправки для калібрування, м/с.

Для нашого випадку $t_0 = 0$, $V_\Pi = 0$, кінцева відносна лінійна швидкість руху оправки для калібрування V_K рівна швидкості переміщення. Оскільки удар не є абсолютно пружним, вводимо коефіцієнт відновлення K_B , що враховує фізико-механічні властивості матеріалів і лежить на проміжку $0 < K_B < 1$. Прийmemo силу удару P_I постійною на проміжку від t_0 до t_{K2} . Тому,

прирівнюючи рівняння (2.54) і (2.55), враховуючи коефіцієнт відновлення, після відповідних перетворень одержимо:

$$P_1 = K_B \cdot \frac{m_1 \cdot V_K}{t_{K2}}. \quad (2.56)$$

Для того щоб ввести силу удару P_y у динамічну модель, враховуючи її короткочасну дію, вводимо допоміжний безрозмірний коефіцієнт:

$$F_9 = b \cdot \left(1 - \frac{t}{t_{K2}}\right), \quad (2.57)$$

де b – коефіцієнт на порядок вищий за величину сили удару.

Тоді силу удару представимо алгебраїчною функцією:

$$P_y = \frac{F_9 + P_1 - |F_9 - P_1| + |F_9 + P_1 - |F_9 - P_1||}{4}. \quad (2.58)$$

Зміну сили удару у часі t представимо на рисунку 2.9.

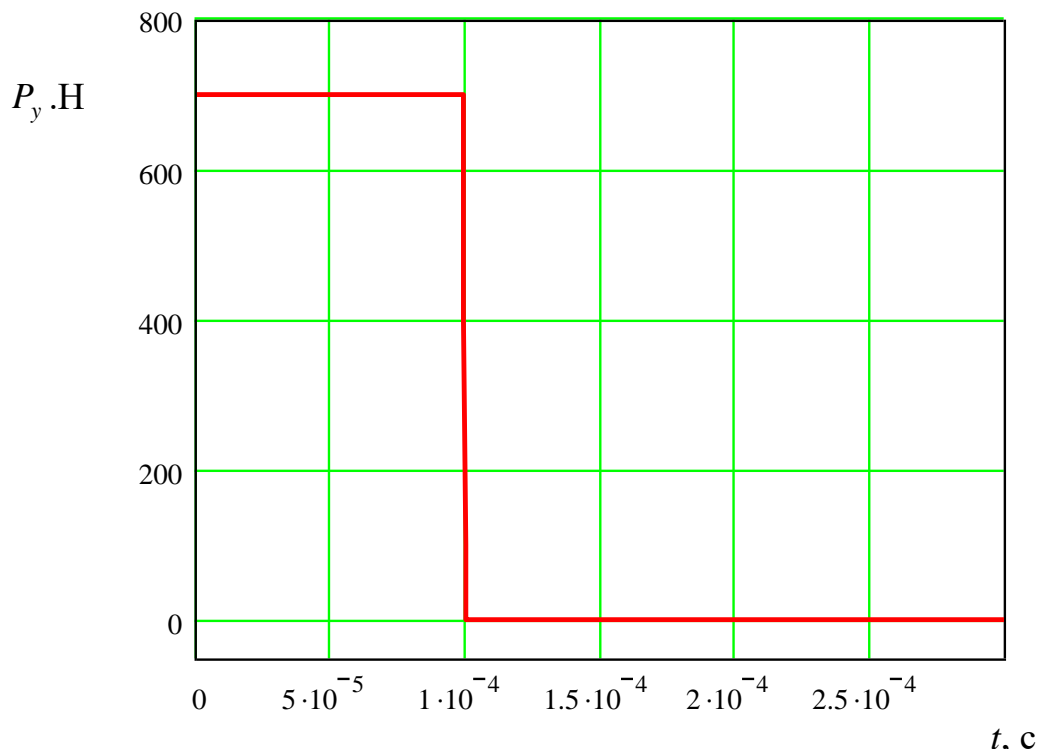


Рис. 2.9. Графік зміни сили удару клина із витком кінчної гвинтової заготовки P_y у часі t

Зміну ширини витка конічної частини гвинтової заготовки залежно від повороту оправки можна представити залежністю:

$$B = B_0 + \eta \frac{B_1 - B_0}{2\pi}, \quad (2.59)$$

де B_0 – початкова ширина витка, мм; B_1 - ширина наступного витка гвинтової заготовки, мм; η - кут повороту оправки, рад.

Згідно рисунку 2.8:

$$B_1 - B_0 = S \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.60)$$

де γ - кут нахилу твірної конічної частини гвинтової заготовки, град.

Кут повороту оправки:

$$\eta = \omega t. \quad (2.61)$$

Підставляючи рівняння (2.61) та (2.60) у рівняння (2.59), одержуємо:

$$B(t) = B_0 + \frac{\omega t S \operatorname{tg} \gamma}{2\pi}. \quad (2.62)$$

Оскільки сила подачі клина $Q(t)$ та крутний момент $M_{\text{кр}}(t)$ на оправці прямопропорційні зміні ширини витка $B(t)$, ці величини представимо зростаючими залежностями на конічній частині гвинтової заготовки із наступною стабілізацією на максимальному рівні для циліндричної частини заготовки:

$$Q(t) = \frac{Q_{\max}}{t_n} t + Q_0, \quad (2.63)$$

де Q_{\max} – максимальна сила подачі клина на циліндричній частині гвинтової заготовки, Н; t_n – час, на протязі якого проходить поступове зростання сили подачі клина на конічній частині гвинтової заготовки, с; Q_0 – мінімальна сила подачі клина на конічній частині гвинтової заготовки, Н.

Час, на протязі якого проходить поступове зростання сили подачі клина на конічній частині гвинтової заготовки, визначаємо за формулою:

$$t_n = \frac{2\pi k_1}{\omega}, \quad (2.64)$$

де k_1 - кількість витків конічної частини гвинтової заготовки.

Використовуючи рівняння (2.63), силу подачі клина представимо залежностями:

$$Q_1(t) = \frac{Q(t) + Q_{\max}(t) - |Q(t) - Q_{\max}(t)| + |Q(t) + Q_{\max}(t) - |Q(t) - Q_{\max}(t)||}{4} \quad (2.65)$$

Зміну сила подачі клина згідно рівняння (2.65) представлено у вигляді графіка на (рис. 2.10).

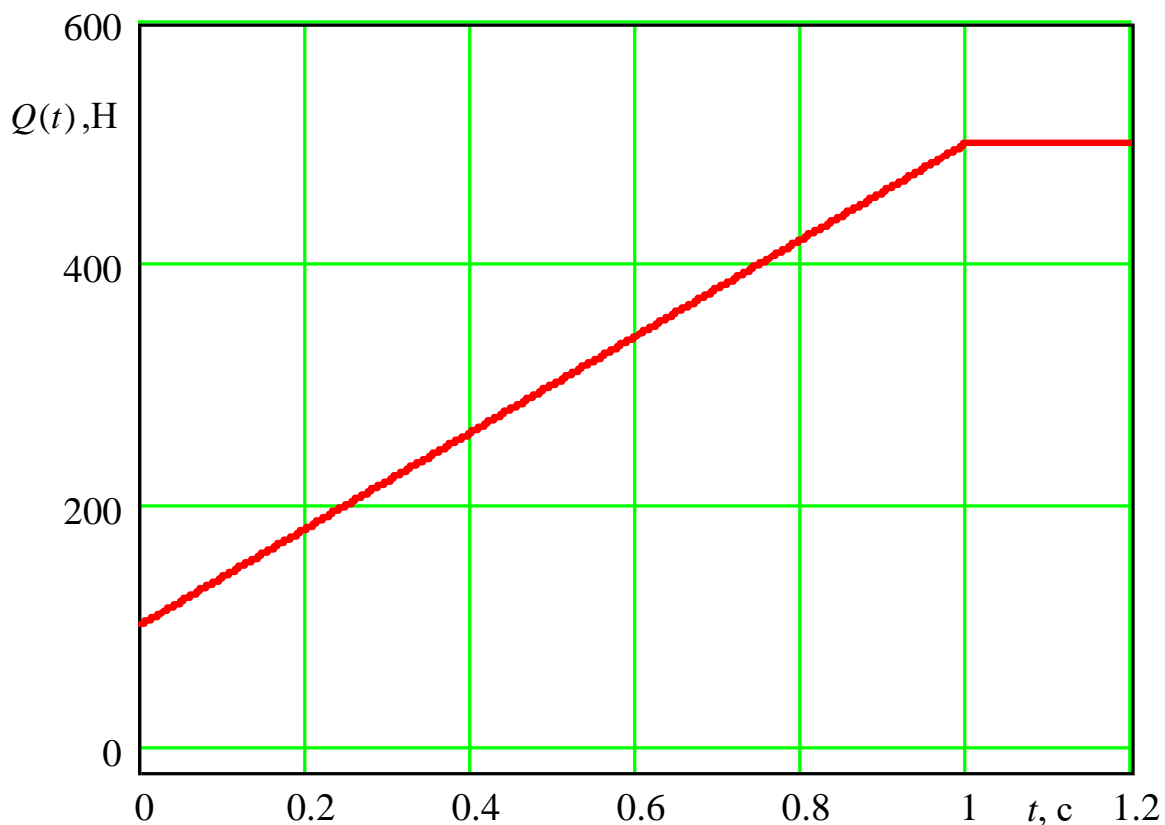


Рис. 2.10. Графік зміни в часі сили подачі клина

При калібруванні витка конічної гвинтової заготовки на крок до моменту зіткнення клина із гвинтовою заготовкою, від якого і ведемо відлік часу, не

відбувається деформації пружних елементів системи. Тому, початкові відносні координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальша деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для $t = 0$ маємо:

$$\varphi_1(0) = 0, \varphi_2(0) = 0, \varphi_3(0) = 0, z_1(0) = 0, z_2(0) = 0, y_1(0) = 0, y_2(0) = 0, y_3(0) = 0, (2.66)$$

$$\dot{\varphi}_1(0) = 0, \dot{\varphi}_2(0) = 0, \dot{\varphi}_3(0) = 0, \dot{z}_1(0) = 0, \dot{z}_2(0) = 0, \dot{y}_1(0) = 0, \dot{y}_2(0) = 0, \dot{y}_3(0) = 0.$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (2.53) з початковими умовами (2.66) доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кута деформації шпинделя установки та оправки для калібрування в часі (рис. 2.11), лінійної деформації оправки для калібрування в напрямку осі y в часі (рис. 2.12), лінійної деформації клина в напрямку осі z в часі (рис. 2.13) та лінійної деформації клина в напрямку осі y в часі (рис. 2.14) під час здійснення процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок.

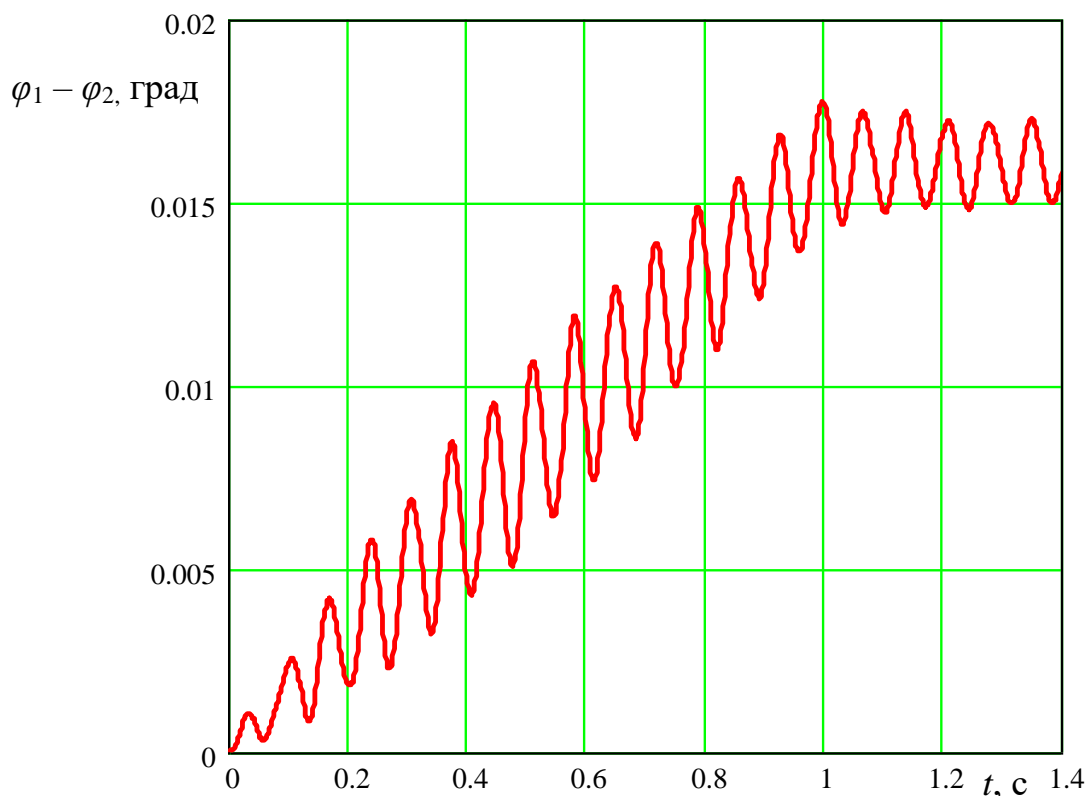


Рис. 2.11. Графік зміни кута деформації шпинделя установки та оправки для калібрування

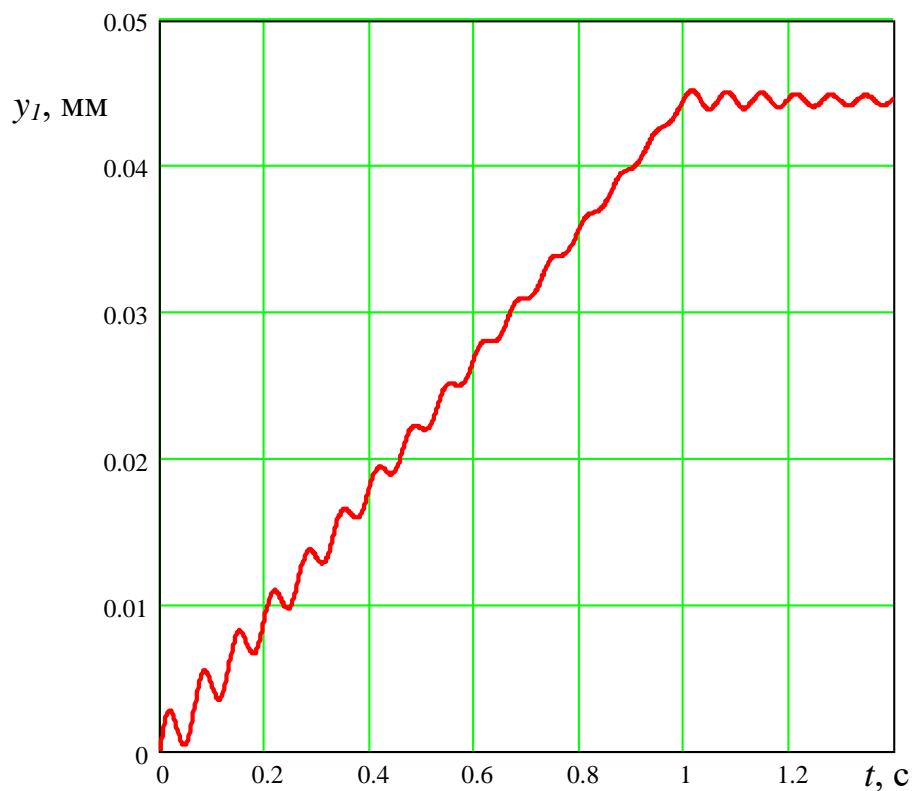


Рис. 2.12. Графік зміни лінійної деформації оправки для калібрування в напрямку осі y в часі

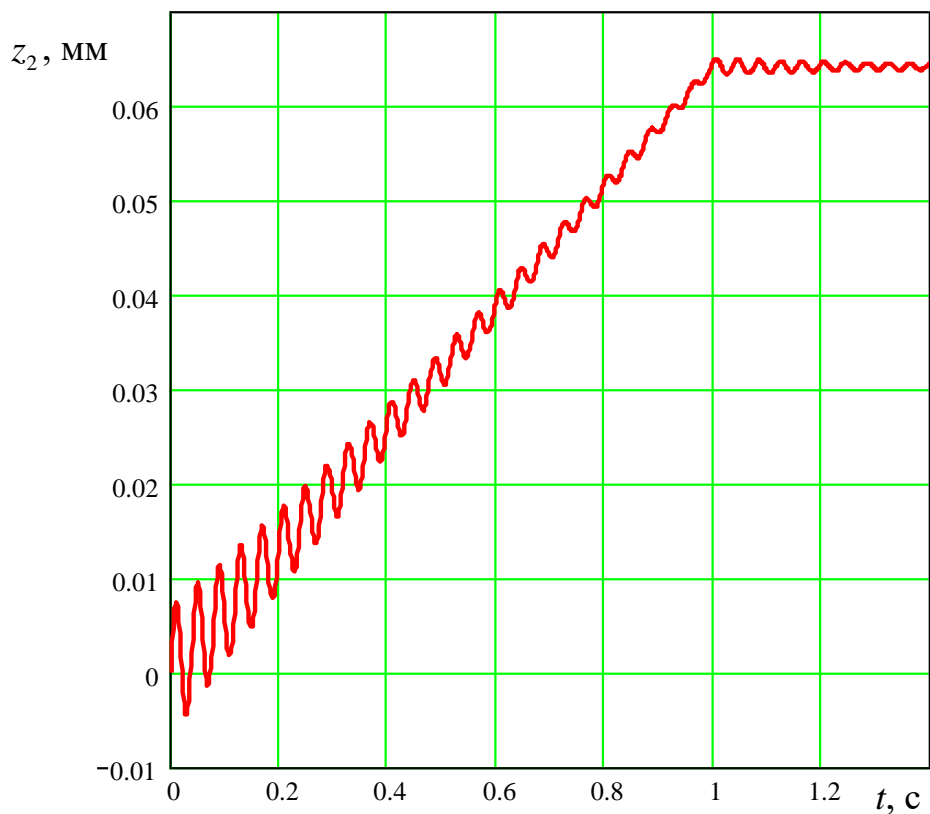


Рис. 2.13. Графік зміни лінійної деформації клина в напрямку осі z в часі

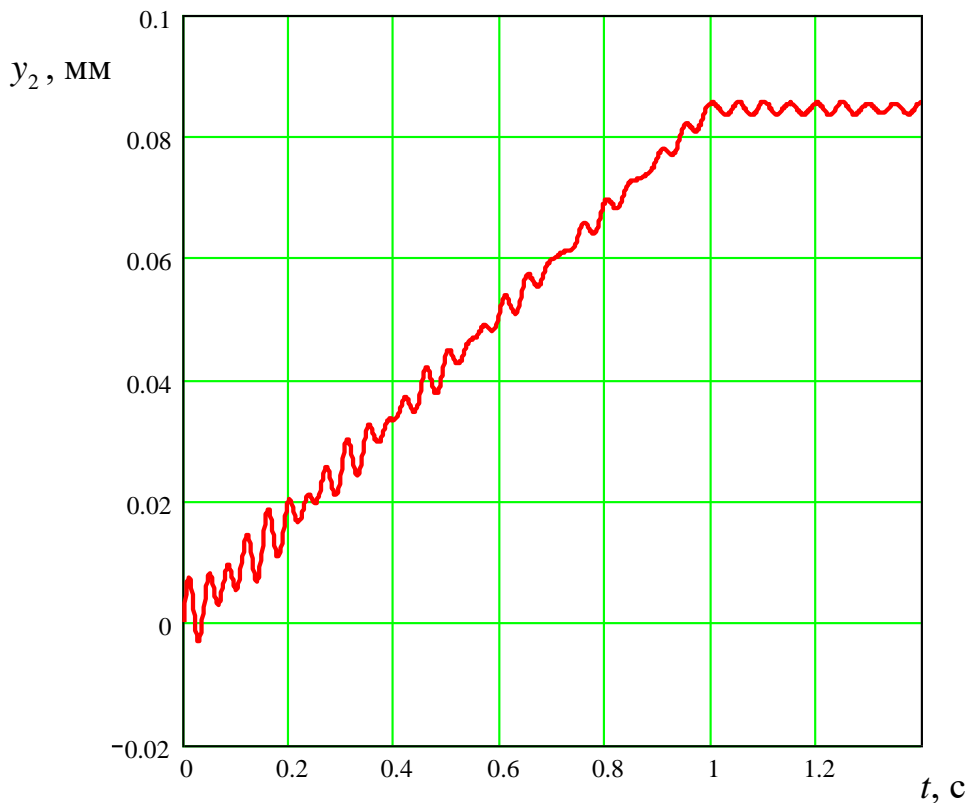


Рис. 2.14. Графік зміни лінійної деформації клина в напрямку осі у в часі

Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі її складові визначались експериментально. Із представлених графічних залежностей (рис. 2.11 – рис. 2.14) видно, що деформації складових елементів системи в часі спочатку різко зростають як наслідок ударних навантажень, а потім поступово зростають із затухаючими коливаннями при переміщенні клина до циліндричної частини заготовки.

2.4.2. Дослідження силових параметрів процесу калібрування витка гвинтової заготовки на крок

Розглянемо процес калібрування витка гвинтової заготовки на крок (рис. 2.16). З умови рівноваги сил та встановленого процесу калібрування із врахування сил тертя на обох поверхнях клинах визначимо необхідний крутний момент на приводі для здійснення калібрування:

$$M_{кр} = Q \frac{D}{2}, \quad (2.67)$$

де Q – сила подачі клина, Н; D – зовнішній діаметр заготовки до калібрування, мм.

Силу подачі клина знаходимо із залежності:

$$Q = P + F_1, \quad (2.68)$$

де P – радіальна сила на похилій частині клина, Н; F_1 – сила тертя на вертикальній частині клина, Н.

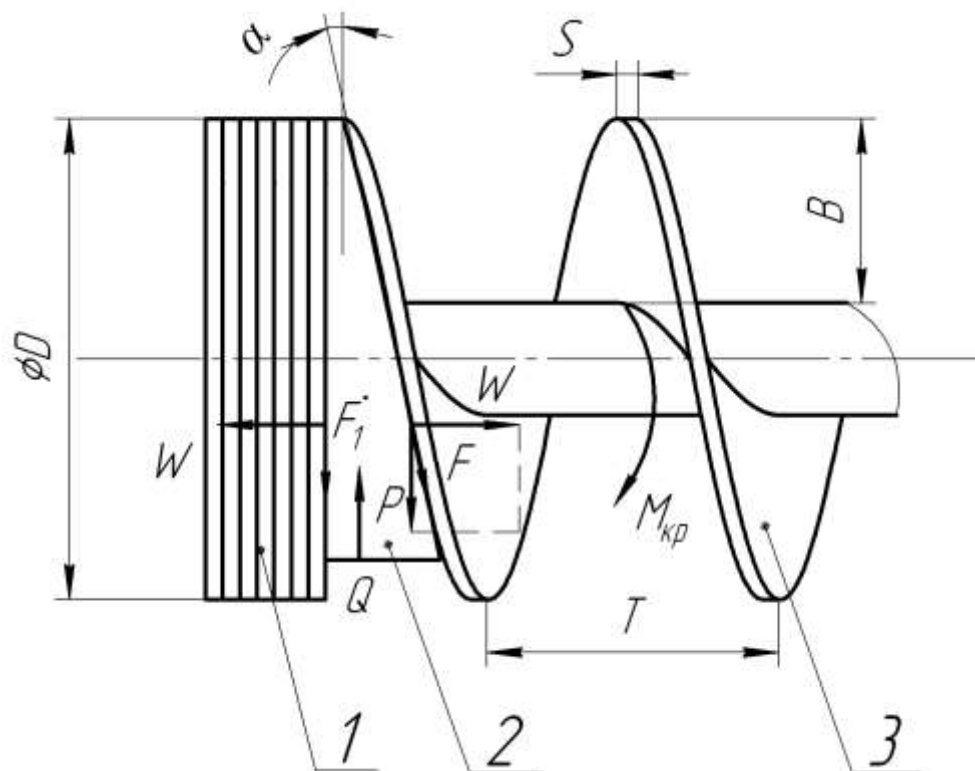


Рис. 2.16. Розрахункова схема пристосування для калібрування витка гвинтової заготовки на крок: 1 – щільно навіта заготовка, 2 – клин; 3 – калібровані витки гвинтової заготовки

Радіальна сила на похилій частині клина:

$$P = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (2.69)$$

де α – кут нахилу клина, град; φ – кут тертя на похилій площині клина, град; W - осьова сила деформації витків, Н.

Сила тертя на вертикальній частині клина:

$$F_1 = W \operatorname{tg} \varphi_1, \quad (2.70)$$

де φ_1 – кут тертя на вертикальній площині клина, град.

Тоді:

$$Q = W \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1 \right]. \quad (2.71)$$

Осьову силу деформації витків знаходимо за формулою:

$$W = \frac{2M_{32}}{D}, \quad (2.72)$$

де M_{32} - момент розгинання витка, Н·мм.

Процес розгинання витка можна розглядати як згин широкої стрічки. Напружено-деформований стан в цих місцях представлений як об'ємний стан напружень та плоский стан деформацій. Згідно рисунку 2.16, враховуючи постійність внутрішнього радіуса згину r_1 стрічки по всій ширині гвинтової заготовки, використовуємо полярну систему координат із полюсом, що співпадає із центром радіуса r_1 в даний момент деформування. Рівняння рівноваги прийме вид [27]:

$$\rho \cdot \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \sigma_\rho - \sigma_\theta = 0, \quad (2.73)$$

де σ_ρ - радіальні напруження, МПа; σ_θ - тангенціальні напруження, МПа.

Рівняння пластичності в спрощеному виді по енергетичній теорії при умові, що σ_ρ і σ_θ являються крайніми головними напруженнями із врахуванням зміцнення, буде (визначення для зони стиску і зони розтягу):

- для зони стиску:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} - \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right). \quad (2.74)$$

- для зони розтягу:

$$\sigma_{\rho} - \sigma_{\theta} = \beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right), \quad (2.75)$$

де β - коефіцієнт, що враховує вплив середнього головного напруження σ_z ; $\sigma_{T.0}$ - екстрапольована границя текучості, МПа; Π - лінійний модуль зміцнення, МПа; ρ_n - радіус нейтральної поверхні деформації, мм;

Через те, що при згині широкої стрічки аксіальні деформації ε_z рівні нулю, що відповідає умові плоского стану деформації, коефіцієнт β буде дорівнювати 1,15. Радіус нейтральної поверхні деформації визначається рівнянням [27]:

$$\rho_n = \sqrt{R_1 \cdot r_1}, \quad (2.76)$$

де R_1 - зовнішній радіус гнуття стрічки по лініях згину, мм.

Після розв'язку системи рівнянь (2.74), (2.75), (2.76) із використанням граничних умов, при яких для зони розтягу $\sigma_{\rho} = 0$ при $\rho = R_1$, а для зони стиску $\sigma_{\rho} = 0$ при $\rho = r_1$, знаходимо формули, що характеризують розподіл напружень σ_{ρ} і σ_{θ} з врахуванням зміцнення матеріалу [27]:

- для зони розтягу:

$$\sigma_{\rho} = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \frac{\Pi}{2} \cdot \ln \frac{\rho \cdot R_1}{\rho_n^2} \right) \cdot \ln \frac{R_1}{\rho}; \quad (2.77)$$

$$\sigma_{\theta_{роз}} = \beta \cdot \sigma_{T.0} \cdot \left(1 - \ln \frac{R_1}{\rho} \right) + \beta \cdot \frac{\Pi}{2} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} - \ln \cdot \frac{R_1 \cdot \rho}{\rho_n^2} \cdot \ln \frac{R_1}{\rho} \right); \quad (2.78)$$

- для зони стиску:

$$\sigma_{\rho} = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} + \frac{\Pi}{2} \cdot \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_1} \right) \cdot \ln \frac{\rho}{R_1}; \quad (2.79)$$

$$\sigma_{\theta_{ст}} = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.0} \cdot \left(1 + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) + \frac{\Pi}{2} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{\rho_n}{\rho} + \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_1} \cdot \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right). \quad (2.80)$$

Виведена аналітична залежність для визначення моменту розгинання витка M_{32} із врахуванням зміцнення можна визначити як інтегральну суму моментів створених тангенціальними напруженнями σ_θ :

$$M_{32} = \int_{\rho_n}^{R_1} \sigma_{\theta_{розт}} \cdot \rho d\rho + \int_{r_1}^{\rho_n} \sigma_{\theta_{см}} \cdot \rho d\rho. \quad (2.81)$$

Підставляючи значення формул (2.78) і (2.80) у формулу (2.81) одержимо [27]:

$$M_{32} = \beta \cdot B \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right], \quad (2.82)$$

де B – ширина витка, мм; S – товщина витка, мм.

Радіус кривизни розігнутого витка визначили, враховуючи попередні дослідження [27]:

$$\rho_0 = \frac{T}{\frac{4k^2(1+n)}{n} \cos^2 \varphi_0 \cos \delta - 4k (\cos \varphi_0)^{\frac{2}{1+n}} \left[\frac{\sqrt{2}}{4} B(p', q') - \Psi_2(k, \varphi_0) \right] \sin \delta}, \quad (2.83)$$

де T – крок витків, мм; k, φ_0 - еліптичні параметри; n – константа апроксимуючої кривої зміцнення матеріалу гвинтової заготовки; δ – кут дії сили розгинання, град; $B(p', q')$ - Гамма-функція; $\Psi_2(k, \varphi_0)$ - функція еліптичного інтеграла.

При цьому зовнішній і внутрішній радіуси згину визначаються за формулами:

$$R_1 = \rho_0 + \frac{S}{2}; \quad (2.84)$$

$$r_1 = \rho_0 - \frac{S}{2}. \quad (2.85)$$

Аналітична залежність для визначення осьової сили деформації витків, враховуючи формули (2.72), (2.82), матиме вигляд:

$$W = \frac{2\beta \cdot B \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right]}{D}. \quad (2.86)$$

Також визначаємо необхідний крутний момент на приводі для здійснення калібрування гвинтової заготовки на крок, враховуючи формули (2.67), (2.71), (2.86):

$$M_{кр} = \beta \cdot B \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right] [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1]. \quad (2.87)$$

На основі формули (2.87) побудовані графічні залежності крутного моменту на приводі для здійснення калібрування гвинтової заготовки на крок від ширини, товщини витка та кута нахилу клина для сталі 08кп (рис. 2.17 – рис. 2.19).

З графіків видно, що збільшення ширини витка, товщини витка та кута нахилу клина призводить до зростання крутного моменту на приводі для здійснення калібрування гвинтової заготовки на крок.

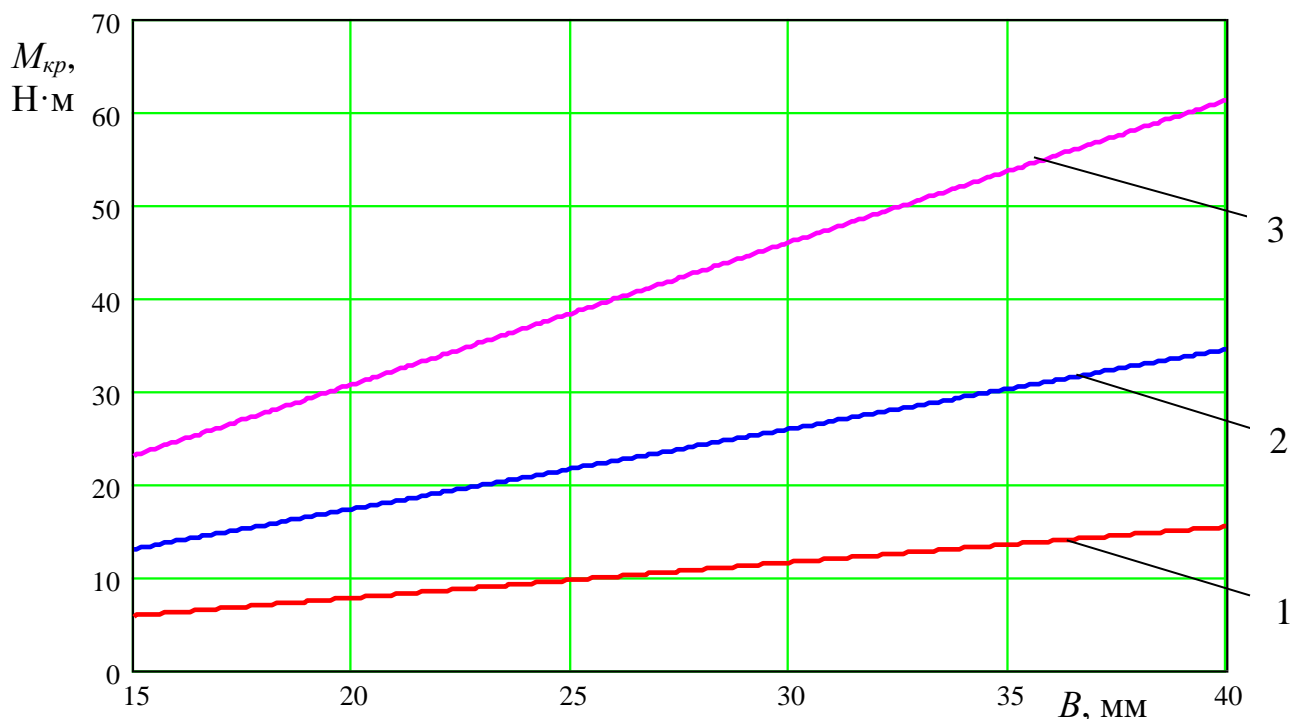


Рис. 2.17. Графічні залежності крутного моменту на приводі для здійснення калібрування гвинтової заготовки на крок від ширини витка (сталь 08кп) для $\alpha = 20$ град: 1 – $S = 2$ мм; 2 – $S = 3$ мм; 3 – $S = 4$ мм

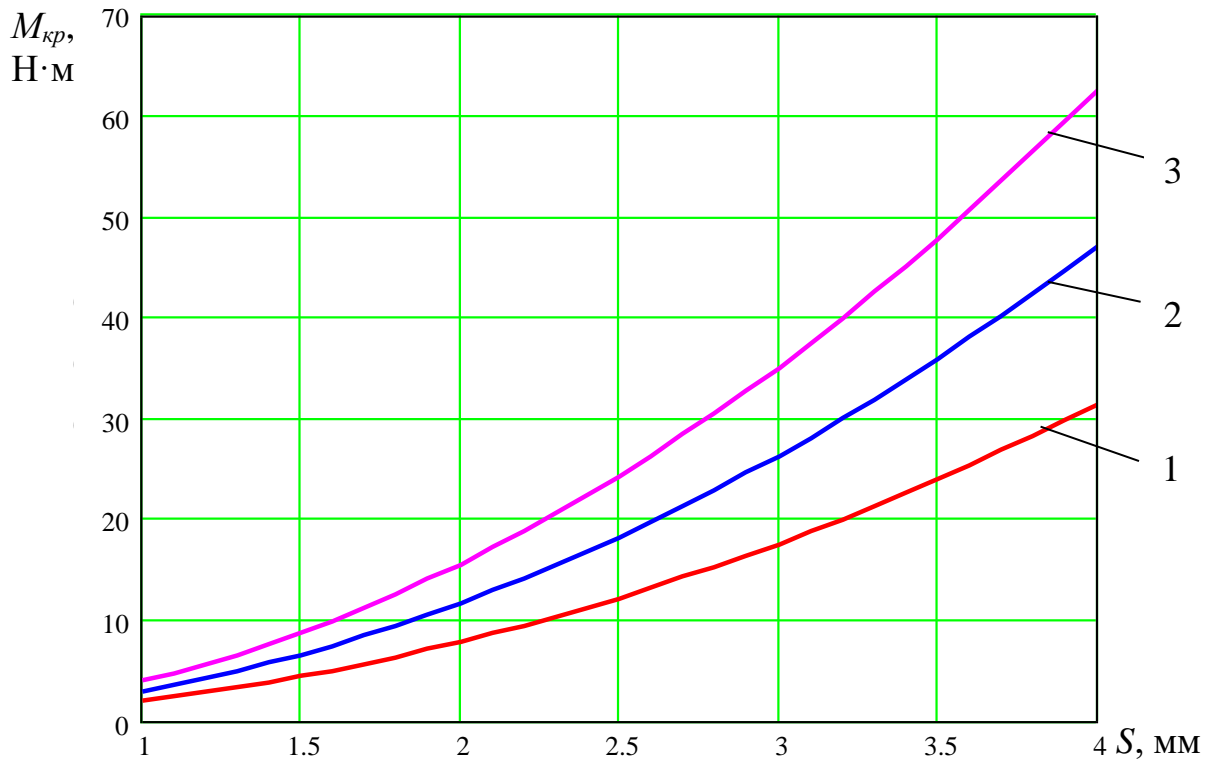


Рис. 2.18. Графічні залежності крутного моменту на приводі для здійснення калібрування гвинтової заготовки на крок від товщини витка (сталь 08кп) для $\alpha = 20$ град: 1 – $B = 20$ мм; 2 – $B = 30$ мм; 3 – $B = 40$ мм

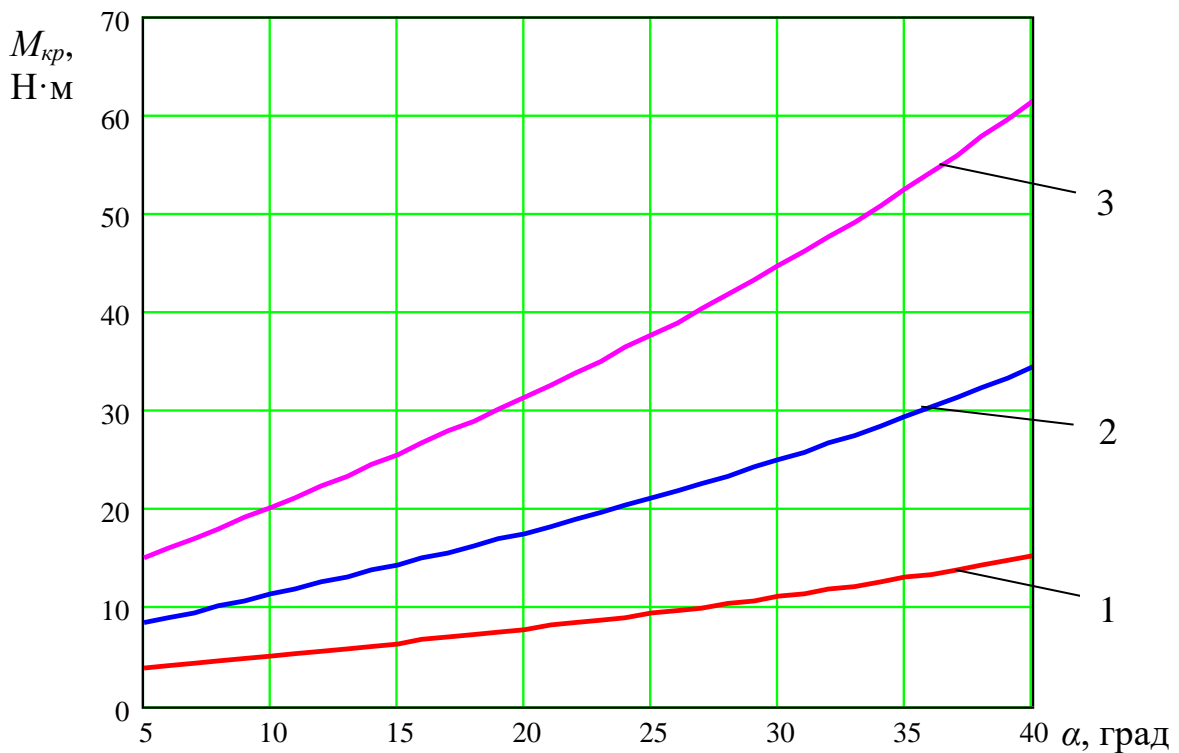


Рис. 2.19. Графічні залежності крутного моменту на приводі для здійснення калібрування гвинтової заготовки на крок від кута нахилу клина (сталь 08кп) для $\alpha = 20$ град: 1 – $S = 2$ мм; 2 – $S = 3$ мм; 3 – $S = 4$ мм

2.5. Експериментальні дослідження силових параметрів профілювання гвинтових секційних робочих органів та їх результати

Особливості профілювання гвинтових секційних робочих органів перш за все обумовлюється їх складною геометричною формою. Залежно від конструктивних параметрів гвинтових стрічок або їх окремих секцій, умов роботи й програми випуску вибирають метод їх профілювання, який визначає економічність, довговічність і точність виробу.

В процесі профілювання широкополосних гвинтових спіралей, які нерационально одержувати способами навивання на оправу чи прокатування з коефіцієнтом нерівномірності витягування $\psi > 3$, і окремих їх елементів у вигляді одного витка, доцільно використовувати операцію штампування [31].

Для проектування гнучких гвинтових робочих органів, які складаються з окремих секцій, шарнірно з'єднаних між собою і призначених для виконання спеціальних операцій, здійснюється профілювання цих секцій. Технологічний процес виготовлення складається як мінімум з трьох операцій. Це вирубування заготовки (кільця), його розрізування з заданими параметрами, штампування та калібрування заданого профілю і кроку.

На рис. 2.20 зображено розгортку профільного витка гвинтової секції, яку доцільно виготовляти на спеціальному устаткуванні з послідовним виконанням технологічних операцій.

Штампована з листової сталі заготовка повинна мати кільцеву форму змінної ширини, між найбільшою та найменшою сторонами виконаний радіальний паз.

Для виконання штампування, виходячи з умови забезпечення зменшення зусилля різання, формоутворення та підвищення надійності та довговічності штампу нами запропоновано та використано конструкцію штампу [26].

Після робочого ходу штампу на заготовці залишаються масляні відбитки, які мають форму контуру деталі. Мінімальна ширина B змащуючого шару визначається максимально можливим двохстороннім зазором Z_{max} між матрицею і пуансоном, похибкою встановлення $\varepsilon_{вст}$ по упорах і похибкою $\varepsilon_{роз}$

розміщення пристрою для змащування відносно робочих частин штампа визначається по формулі:

$$B = k(Z_{\max} / 2 + \varepsilon_{\text{вст}} + \varepsilon_{\text{роз}}), \quad (2.88)$$

де $k = 1,5 \div 2,5$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність нанесення мастила, товщину заготовки, технічний стан штампу та інші параметри.

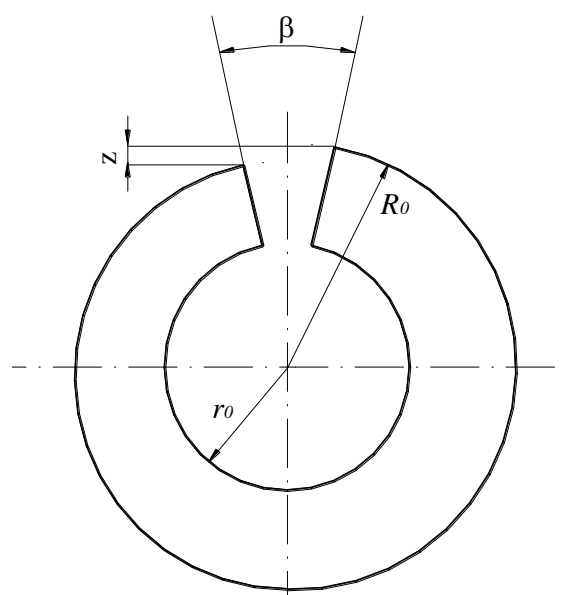


Рис. 2.20. Розгортка профільного витка секції робочого органу ГГК

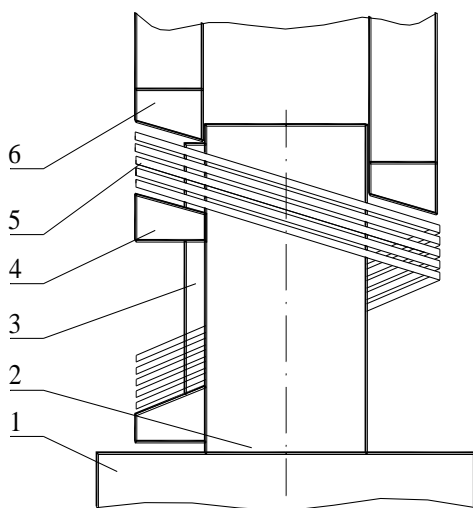
Для вирубівання зовнішнього контуру й пробивання отворів, згідно прийнятої схеми призначення допусків на виготовлення та зношування пуансона й матриці представимо у вигляді:

$$Z_{\max} = Z + 2\Delta, \quad (2.89)$$

де Z – номінальний (найменший) двохсторонній зазор; Δ – допуск на виконавчий розмір деталі або отвору.

Для профілювання (розтягування на крок) нами була виготовлена і впроваджена установка яка зображена на рис. 2.21. При профілюванні заготовка 5 (або декілька заготовок) встановлювали на матрицю, яка виконана у

вигляді основи 1, на якій розміщена оправка 2 з гвинтовою поверхнею 4. Для усунення провертання заготовок під час їх формоутворення у спіральну поверхню на оправі закріплено радіальний виступ 3, відносно якого розташовуються бокові поверхні заготовок. Пунсон 6 виготовлено у вигляді гвинтової поверхні, яка становить 0,9 – 0,95% кроку спіралі. Формоутворення здійснювалось на гідропресі, що забезпечує поступове деформування заготовок і утримування під навантаженням, що підвищує точність виготовлення деталей. Методикою експериментальних досліджень передбачалось здійснення формоутворення заготовок шнеків з різного матеріалу – сталь 3, сталь 08кп різної товщини $h = 3, 4, 5$ мм та одночасного штампування від однієї до п'яти заготовок. Зусилля профілювання визначалось контрольним давачем, який розміщено на пресі. Момент кручення визначали методом тензометрування. Давачі наклеювали на подовжений привідний кінець пуансона. Запис виконували самописцем Н-338-ІІІ за допомогою підсилювача Топаз-4-01. Вимірювання конструктивних розмірів заготовок здійснювався пристроєм для заміру конструктивних параметрів шнеків [43]. На рис. 2.22 показано плоскі заготовки та гвинтові елементи після профілювання.

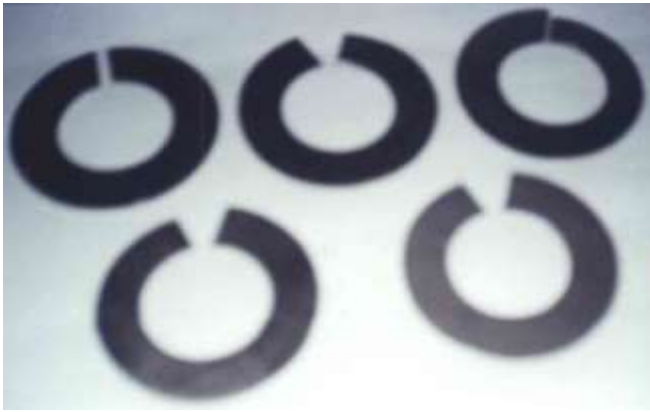


а)



б)

Рис. 2.21. Установка для профілювання гвинтових заготовок:
а) конструктивна схема; б) загальний вигляд



а)



б)

Рис. 2.22. Кільцеві заготовки (а) та гвинтові елементи (б) після профілювання

На рис. 2.23 наведено графічні залежності зміни зусилля профілювання від переміщення пуансона, а на рис. 2.24 результати експериментальних досліджень зміни моменту кручення в процесі профілюванні гвинтових заготовок.

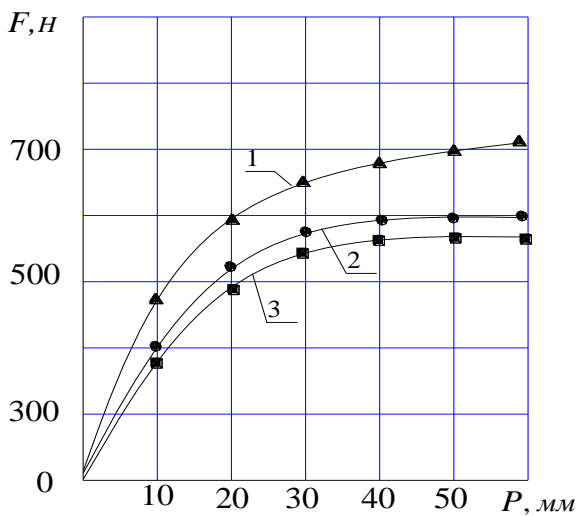


Рис. 2.23. Залежності зусилля профілювання від кроку гвинтової заготовки для: 1) Ст.3, $H=5\text{мм}$; 2) Ст.3, $H=3\text{мм}$; 3) сталь 08 кп, $H=3\text{мм}$

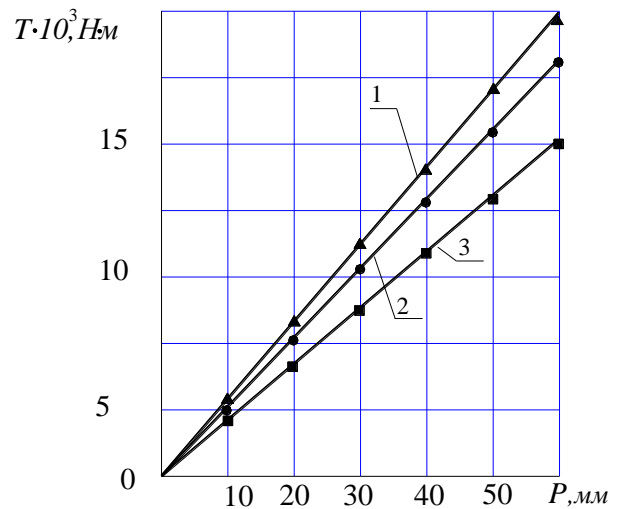


Рис. 2.24. Залежності моменту профілювання від кроку гвинтової заготовки для: 1) Ст.3, $H=5\text{мм}$; 2) Ст.3, $H=3\text{мм}$; 3) сталь 08 кп, $H=3\text{мм}$

Результатами експериментів встановлено співпадання даних теоретичних та експериментальних досліджень профілювання гвинтових заготовок робочих органів ГТК, яке лежить в межах 9 – 17%.

Для визначення точності геометричних параметрів гвинтових заготовок

після профілювання було проведено серію дослідів, по вимірюванню відношення кроку гвинтової спіралі до зовнішнього та внутрішнього її діаметрів.

Результати показують, що запропонований спосіб профілювання гвинтових заготовок для секційних робочих органів ГГК дає можливість виготовляти гвинтові спіралі з заданими конструктивними параметрами та високими показниками точності.

При дослідженні силових параметрів навивання гвинтових спіралей було проведено навивання гвинтової стрічки на заданий крок, з використанням розробленого і виготовленого нами пристрою для неперервного навивання гвинтових стрічок, який зображений на рис. 2.25.

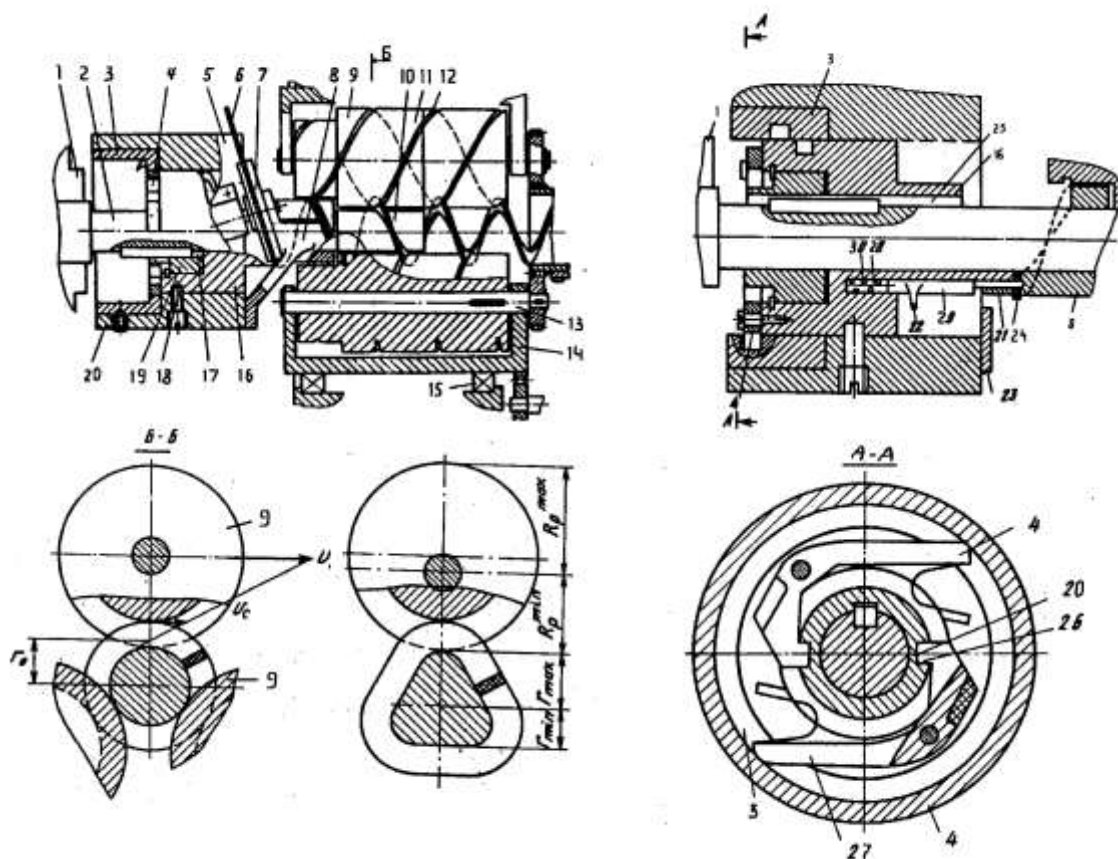


Рис. 2.25. Пристрій для неперервного навивання гвинтових стрічок

Пристрій складається з оправки 2, закріпленої в патроні 1 установки, на якій насаджені нерухома 8 і плаваюча 16 зі ступінчатим осьовим отвором

втулки, що складають розрізну втулку з гвинтовою канавкою 24 для подачі стрічки 6, що згинається в спіраль під дією ролика 7, встановленого на корпусі пристрою 5. Плаваючу втулку 16 встановлено в отворі корпусу 5 з допомогою байонетного з'єднання 18, що забезпечує можливість обмеженого гвинтового переміщення, а з оправою 2 зв'язана шпонковим з'єднанням 25. В більшій ступені осьового отвору втулки 16 розміщено привідну втулку 19 з канавками 20, яка зв'язана з оправою 2 шпонковим з'єднанням 17, а з втулкою – храповим механізмом 4, який розміщений на торці втулки 4 і діє храповиком 26 з канавками 20 втулки 19 і кулачками 27 з профільною канавкою копіра 3, встановленого в корпусі 5. Зі сторони гвинтової канавки 24 в плаваючій втулці 16 виконаний отвір 28, вісь якого паралельна осі втулки і в який встановлений ступінчатий фіксатор 29, підпружинений пружиною 30, закріплений планкою 21 і має ручку 22 відводу, в кінцевому положенні контактує з вимикачем 23. На виході з канавки 24 направляючого механізму полоса контактує з ступінчатыми обтискними роликами 9, встановленими на привідних валах 13 водила 14, встановленого з можливістю обертання в підшипниках 15 корпусу. На великих ступенях обтискних роликів 9 виконані гвинтові канавки 12, по яких спрямовується спіраль, крок якої рівний або кратний кроку спіралі й канавки 24, а внутрішній діаметр дорівнює діаметру меншої ступені.

Момент навивання визначали методом тензометрування. Давачі наклеювали на подовжений привідний кінець оправи. Запис виконували самописцем Н-338-ІІІ за допомогою підсилювача Топаз-4-01. Пристрої встановлювали на верстаті, частота обертання шпинделя верстату була мінімальною.

Згинальні моменти замірювали динамометром ДОС-05, корпус якого встановлювали на напрямні супорта, робоча подача якого відповідала товщині матеріалу стрічки.

На рис. 2.26 наведено результати експериментальних досліджень моменту навивання стрічки з матеріалу Ст.3 товщиною 2 – 5 мм залежно від ширини стрічки на оправи діаметром 48 мм з кроком 60 мм. Заміри моментів

здійснювали за наявності сил осьового та попереднього радіального притискування. Експерименти підтвердили, що оптимальні значення попереднього радіального притискування не повинні перевищувати 400 Н.

Дослідженнями встановлено, що незалежно від схеми навивання згинний момент змінювався практично пропорційно товщині стрічки.

Наявність мастила суттєво зменшує момент навивання і, відповідно, енергетичні витрати на формоутворення спіралі. Для пристроїв неперервного навивання особливо ефективна подача мастила у зону підйому витка по напрямній втулці та на ділянці розгинання спіралі на крок у разі необхідності та за наявності відповідного механізму.

Визначення зусилля навивання визначали експериментально за допомогою пристрою для навивання гвинтових заготовок із стрічок розмірами, аналогічними досліджуванним для визначення моментів. Зусилля визначали динамометром ДОС-05, який встановлювали в рамі вимірювального пристрою, закріпленого у супорті токарно-гвинторізного верстату 16К20. Поздовжня подача супорта дорівнювала максимальній товщині витка. Осьову силу притискування визначали з умови рівності моментів, створених силою згинання, силою притискування та зусиллям на динамометрі. Результати досліджень зміни величини зусиль від ширини стрічки підтверджують у всіх випадках прямопропорційну залежність (рис. 2.27).

В результаті проведених експериментальних досліджень виведено залежність для визначення моменту навивання гвинтових стрічок:

$$M = k_{np} k_m F [l + (\mu_p + tg\gamma_p) R] \quad (2.90)$$

де $k_{np} = 1,2 - 1,4$ – коефіцієнт навивання гвинтових стрічок по діаметрах і кроку; k_m – коефіцієнт, що враховує конструкцію оправок; F – сила згину стрічки на ребро; R – зовнішній діаметр витка; l – плече прикладання сили F ; μ_p – коефіцієнт тертя в зоні прикладання поперечної сили; γ_p – кут, який визначає значення горизонтальної складової сили згину F .

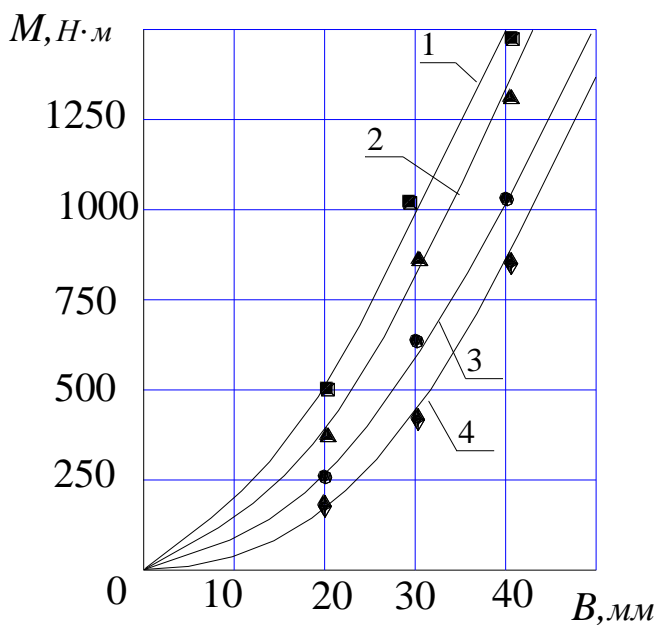


Рис. 2.26. Залежність моменту навивання від ширини стрічки при виготовленні спіралей на оправці з перпендикулярним розміщенням осей оправки і ролика: 1) $H=5\text{мм}$; 2) $H=4\text{мм}$; 3) $H=3\text{мм}$; 4) $H=2\text{мм}$

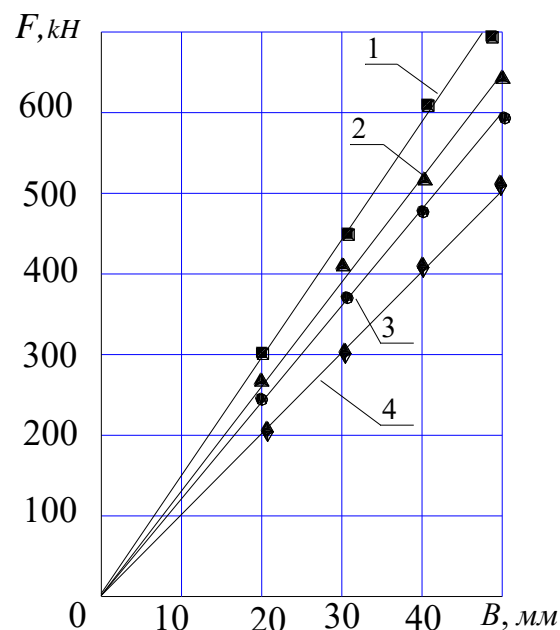


Рис. 2.27. Залежність зусилля навивання від ширини стрічки для заготовок $d=48\text{ мм}$: 1) Ст.3, $H=5\text{мм}$; 2) Ст.3, $H=3\text{мм}$; 3) сталь 08 кп, $H=5\text{мм}$; 4) сталь 08 кп, $H=3\text{мм}$

В результаті проведення експериментальних досліджень було встановлено, що холодне навивання забезпечує відношення ширини кільця та його товщини до 8 із внутрішнім діаметром до 40 мм з використанням перпендикулярного розміщення обтискного ролика для неперервного навивання.

Профілювання перервних, особливо нежорстких поверхонь, до яких відносяться спіралі шнеків, пов'язано із надзвичайно складними ударними та формотвірними процесами взаємодії різця та нежорсткої поверхні спіралі шнека; побудова повної математичної моделі, яка включала б всі фази динамічного процесу різання із формалізованим описом процесу ударного руйнування матеріалу, що відбувається за таких умов є проблематичною. Тому є виправданою побудова спрощеної моделі ударної взаємодії різця із нежорсткою спіраллю з відповідною їй дослідною перевіркою та експериментальним підбором параметрів. В такій моделі поєднання моментів та їх динамічна взаємодія реалізується у спрощеній динамічній трьохмасовій

системі, де різець поданий приведеною масою, з'єднаною із нерухомою системою верстата невагомим пружним елементом з приведеною жорсткістю, а шнек описаний приведеними масами умовної стружки (із приєднаним середовищем) і спіралі. Відповідно на різець будуть діяти сили удару, від заокруглення різця та різання (відділення стружки) і сила опору переміщенню від зношування інструменту по задній поверхні.

Дослідження силових параметрів проточування гвинтових стрічок здійснювали наступним чином (рис. 2.28). Після навивання гвинтова стрічка розрізувалась на секції довжиною два витки. Після чого гвинтові стрічки подвійного кроку 4 вкручувались в щільний пакет і встановлювались на оправу 2, діаметр якої дорівнює внутрішньому діаметру гвинтових секцій.

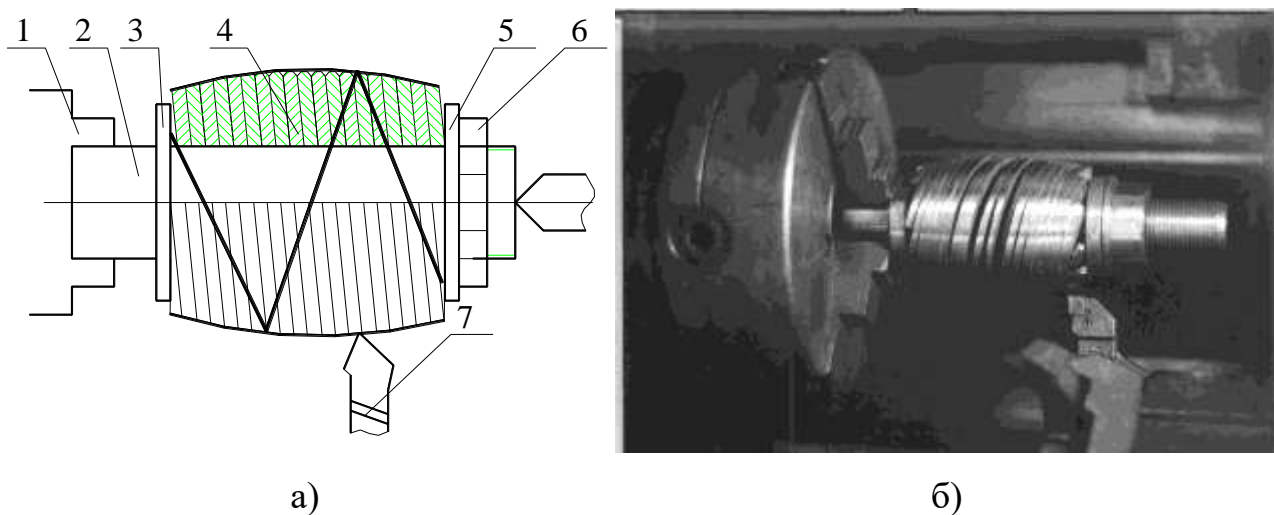


Рис. 2.28. Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) проточування гвинтових спіралей

Довжина пакету гвинтових стрічок дорівнює довжині однієї секції робочого органу. В лівій частині оправы встановлено нерухомий циліндричний упор 3, причому його діаметр повинен бути меншим від зовнішнього діаметра гвинтових секцій. З правої сторони пакет гвинтових секцій підтискується циліндричною шайбою 5, геометричні розміри якої аналогічні розмірам упору, і закручується гайкою 6. Зусилля закручування повинно бути більшим за зусилля різання для уникнення прокручування пакету в процесі профілювання.

Профільювання здійснювалось на токарному верстаті з ЧПК згідно складеної керуючої програми для певних конструктивних параметрів гвинтових секцій.

Дослідження процесу проточування спіралей здійснювали для навитих заготовок із параметрами: матеріал – сталь 3, сталь 08 кп; зовнішніх діаметрів – 50, 100 мм; товщина витка по зовнішньому ребру – 3 – 5 мм.

Зусилля замірювали методом тензометрування. Давачі наклеювали на різець зверху й знизу за півмостовою схемою. За допомогою самописця Н-338-1П та підсилювача Топаз-4-01 здійснювали записи зусиль проточування. Тарування давачів проводили за допомогою важелів у статичному положенні.

Результати експериментальних досліджень силових параметрів проточування наведено на рис. 2.29 і рис. 2.30.

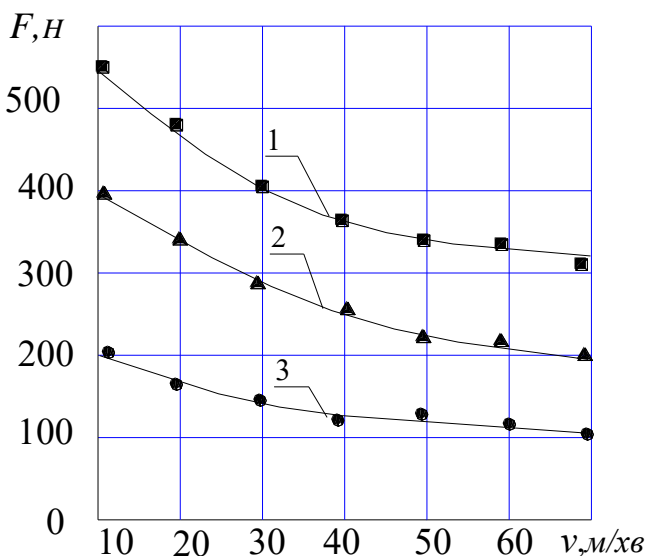


Рис. 2.29. Залежність зусилля проточування від швидкості різання для заготовок матеріалу сталь 08 кп ($D=98\text{мм}$, $h=3$) мм при: 1) $s=0,5$ мм/об.; 2) $s=0,25$ мм/об.; 3) $s=0,1$ мм/об.

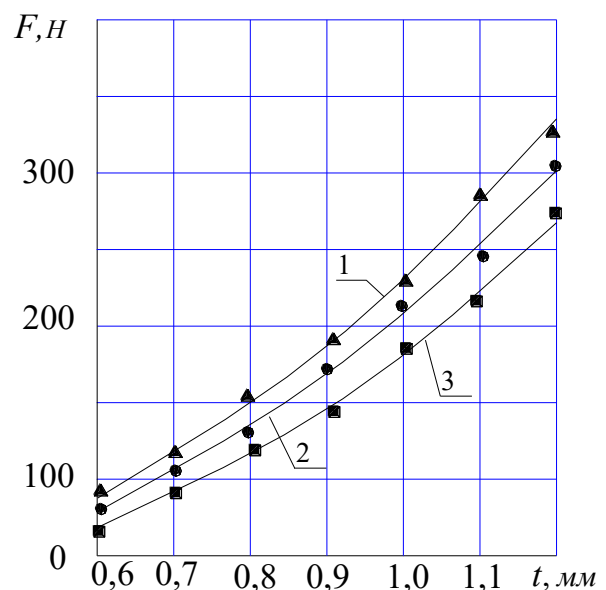


Рис. 2.30. Залежність зусилля проточування від глибини різання для заготовок матеріалу сталь 08 кп ($D=98\text{мм}$, $h=3$) мм при: 1) $w=50\text{с}^{-1}$; 2) $w=80\text{с}^{-1}$; 3) $w=100\text{с}^{-1}$

Експериментальні дослідження свідчать, що швидкість різання повинна мати певні значення, інакше зовнішня гвинтова поверхня може деформуватись та згинатись. Діапазон значень швидкості різання визначали дослідним

шляхом. Характер залежності сили різання в часі – пульсивний з періодом $T = 60/n$ (n - кількість обертів спіралі за хвилину).

Для дослідження силових параметрів проточування щільно навитих гвинтових спіралей нами було виготовлено і реалізовано спеціальну оправу для профілювання гвинтових заготовок [42], яка забезпечувала базування гвинтової спіралі з кроком що дорівнював товщині стрічки по внутрішньому діаметрі.

Оправа для профілювання гвинтових заготовок зображена на рис. 2.31. Оправа складається з конуса Морзе 1, більший діаметр якого переходить в циліндр 2, в середині якого виконаний глухий отвір 3. В цей отвір 3 по посадці ковзання входить втулка 4, зовнішню циліндричну поверхню якої виконана конічної форми. На цю поверхню встановлювали гвинтову тарілчасту пружину 5 конічною внутрішньою поверхнею, а на зовнішню циліндричну встановлювали внутрішнім діаметром гвинтова заготовка 6 з кроком рівним нулю. Ця умова забезпечує більшу силу затиску і гарантує відсутність зазору між гвинтовою заготовкою 6 та тарілчастою пружиною 5. Для забезпечення надійного з'єднання розглядуваних деталей напрями їх гвинтових ліній є протилежними.

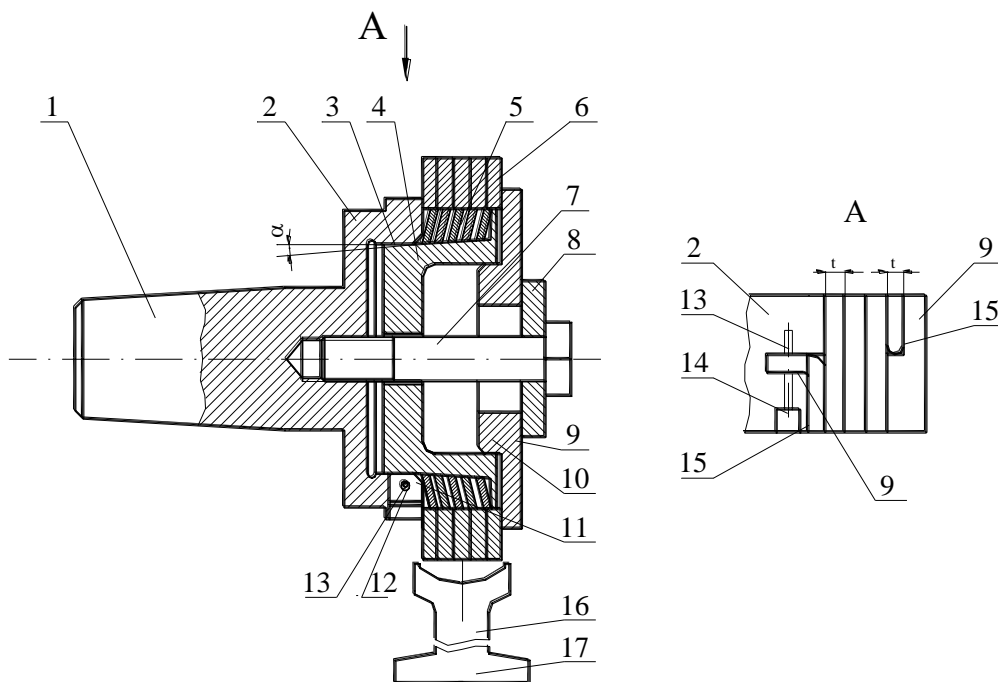


Рис. 2.31. Принципова схема оправы для профілювання гвинтових заготовок

В торцевій частині глухого отвору 3 виконана різь в яку закручується гвинт 7 з головкою під ключ. Головка гвинта 7 контактує з розрізною шайбою 8, яка має паз більшого діаметра гвинта 7 для вільного його знімання або встановлення на тіло гвинта. Розрізна шайба 8 контактує з притискним диском 9, який притискує в осьовому напрямку гвинтову заготовку 6. Для центрування притискного диска 9 по втулці 4 на ньому виконано циліндричний виступ 10, для входу в отвір втулки 4. Лівий кінець пружини 5 вставляється в осьовий паз оправки 11 отвором 12 на штифт 13 з можливістю осьового переміщення.

З метою щільного прилягання гвинтової заготовки 6 в процесі профілювання з переднім і заднім виступами на торцевій поверхні циліндра 2 і торцевої поверхні втулки 9 виконано відповідно по одному гвинтовому витку t позиції 15. Крім цього, для якісного базування та профілювання заготовка 6 попередньо розточується по внутрішньому діаметру. З зовнішньою поверхнею гвинтової заготовки 6 взаємодіє радіальний фасонний різець 16, встановлений на поперечному супорті 17 верстата.

Оброблювальну спіраль попередньо розточують за внутрішнім діаметром і базують на гвинтову тарілчасту спіраль. Радіус профілю заготовки вибирається згідно заданих конструктивних параметрів. Дослідження процесу профілювання здійснювали на токарному верстаті 16К20 для навитих заготовок із параметрами: матеріал – сталь 3 і сталь 08 кп; зовнішні діаметри – 75 мм і 100 мм; товщина витка по зовнішньому ребру – від 3 до 5 мм; кількість витків – від 3 до 5. Зусилля замірювали методом тензометрування (рис. 2.32). Давачі наклеювали на різець зверху й знизу за півмостовою схемою. За допомогою самописця Н-338-1П та підсилювача Топаз-4-01 здійснювали записи зусиль проточування. Тарування давачів проводили за допомогою важелів у статичному положенні.



Рис. 2.32. Загальний вигляд профілювання гвинтових заготовок

Результати експериментальних досліджень профілювання представлені на рисунку 2.33 і рисунку 2.34.

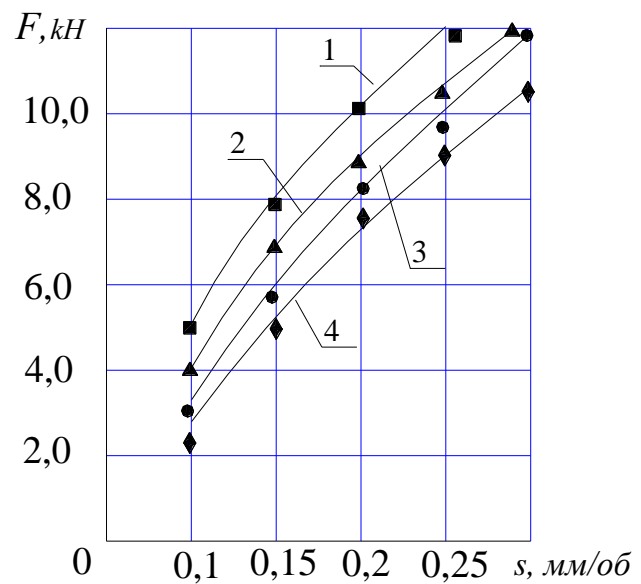
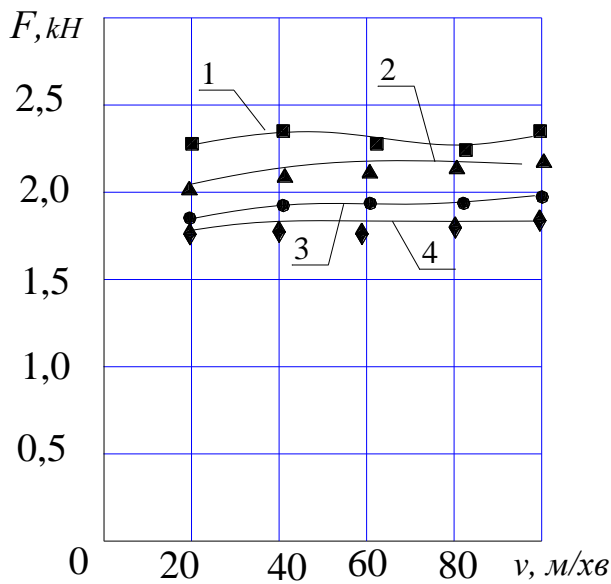


Рис. 2.33. Залежність зусилля різання від швидкості різання при:

- 1) $s=0.075$ мм/об, Ст.3;
- 2) $s=0.075$ мм/об, 08кп;
- 3) $s=0.05$ мм/об, Ст.3;
- 4) $s=0.05$ мм/об, 08кп

Рис. 2.34. Залежність зусилля різання від подачі при:

- 1) $v=25$ м/хв., Ст.3; 2) $v=25$ м/хв., 08кп;
- 3) $v=15$ м/хв., Ст.3; 4) $v=15$ м/хв., 08кп

Експериментальні дослідження свідчать, що швидкість різання повинна мати певні значення, інакше виникають значні вібрації в процесі різання. Діапазон значень швидкості різання визначали дослідним шляхом, але верхня межа не повинна перевищувати 80 м/хв.

Одержані графічні залежності дозволили встановити закономірності зміни силових параметрів профілювання – в діапазоні швидкостей різання 12–35 м/хв. зусилля збільшуються інтенсивно, а в діапазоні 40 – 80 м/хв. спостерігається незначне зменшення сили різання, а із збільшенням швидкості різання після 100 м/хв., коли наріст на різці зменшується, сили різання знову зростають. Із збільшенням подачі та ширини різання – підвищуються.

Розроблене, реалізоване й використане устаткування для профілювання та проточування гвинтових заготовок дозволило одержати гвинтові заготовки заданих конструктивних параметрів підвищеної точності.

2.6. Експериментальне оснащення для реалізації способу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою

Виготовлення СШ штампуванням кілець з наступним формуванням витка і зварювання у спіраль чи прокатуванням на спеціальних прокатних станах забезпечують одержання конкретних конструктивних параметрів, які можуть бути отримані лише за використання конкретного методу. Проте найбільш раціональним способом виготовлення СШ є навивання, яке є значно ефективнішим і дешевшим у порівнянні з штампуванням і прокатуванням. Відтак на даний час найбільш поширеним способом їх виготовлення є навивання, яке виконується по внутрішній поверхні полоси на різні види оправ з підтисканням до цих оправ полоси роликками різних типів. Існуючі способи навивання відрізняються лише розташуванням ролика по відношенню до оправ та розташуванням полоси по відношенню до ролика і оправ [7-9] і реалізуються, в основному, універсальними засобами технологічного устаткування, спорядження та інструментів. У зв'язку з цим актуальним є завдання технологічного забезпечення навивання СШ робочих органів ГГК.

Синтезовані способи навивання СШ [21] з використанням обертових формувальних втулок значно розширюють можливості навивання спіралей шнеків і забезпечують отримання різних видів СШ. Наведемо опис розробленого, виготовленого та апробованого експериментального оснащення для дослідження способу навивання СШ робочих органів ГГК з допомогою обертової втулки.

На рис. 2.35 представлено конструктивні схеми навивання спіралей шнеків обертовою втулкою. Процес реалізують з допомогою токарного верстата (рис. 2.36) та формувального інструменту (рис. 2.37).

Навивання спіралей шнеків обертовою втулкою (рис. 2.36) передбачає виконання декількох етапів процесу:

1. Закріплення оправ (рис. 2.37.а) в патроні токарного верстату і встановлення в ній полоси (рис. 2.35.а).
2. Підтиск і закріплення оправ задньою бабкою та підведення обертової

втулки (рис. 2.37.б), яку попередньо закріплюють в різцетримачі супорту (рис.2.35.б).

3. Виставлення обертової втулки в робоче положення і встановлення полоси в ролик (рис. 2.35.в).

4. Вмикання головного руху токарного верстату і навівання спіралі в щільний пакет.

5. Вимикання головного руху токарного верстату, відведення задньої бабки і супорту з обертовою втулкою від оправы (рис. 2.35.г).

6. Відгвинчування гайки оправы з метою послаблення і зняття пружини та зняття навитої спіралі з оправы.

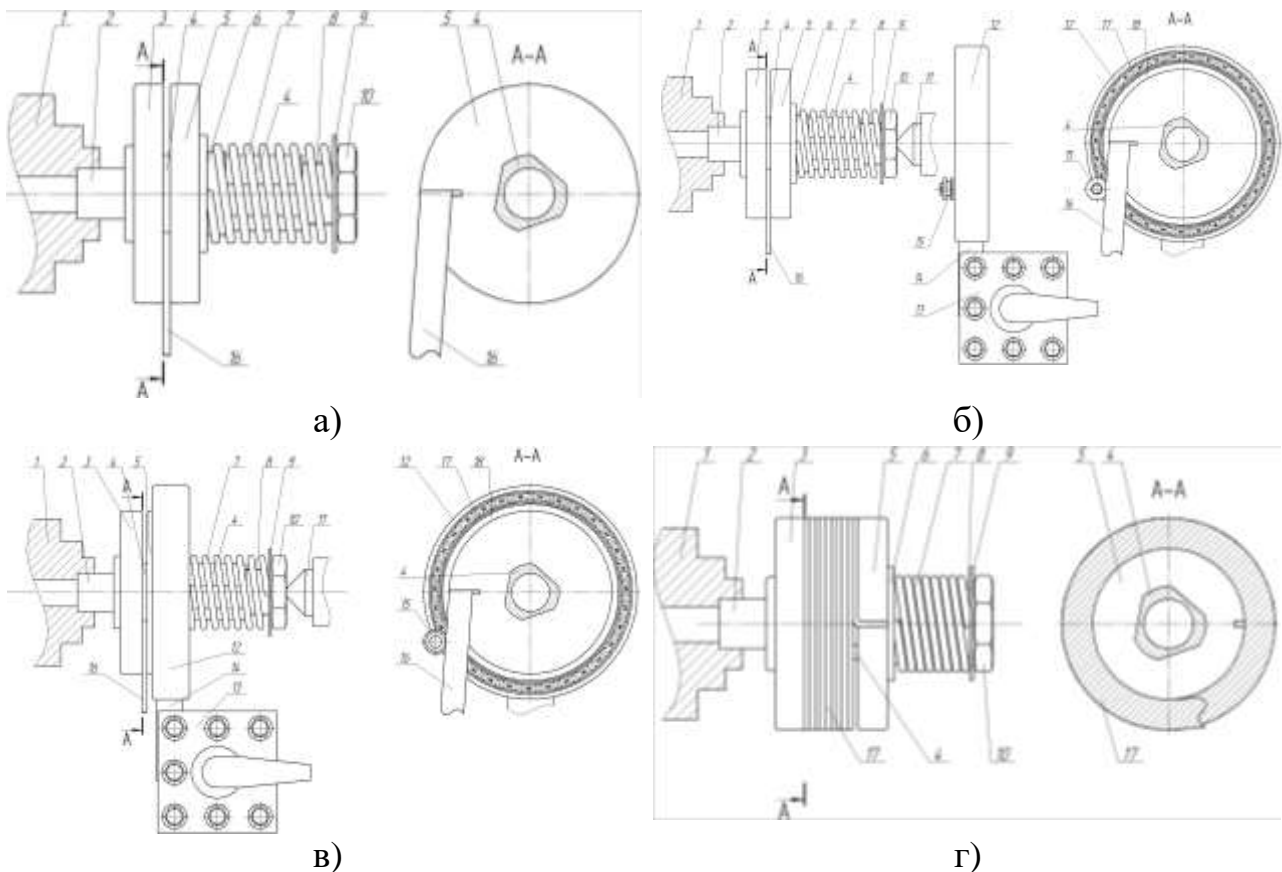


Рис. 2.35. Конструктивні схеми навівання спіралей шнеків обертовою втулкою: а) закріплення полоси в оправі; б) закріплення оправы задньою бабкою і підведення обертової втулки; в) виставлення обертової втулки в робоче положення і встановлення полоси в ролик; г) навіта спіраль в оправі

Наведемо детальніший опис формувального інструменту (рис. 2.37) та процесу навівання спіралей шнеків обертовою втулкою (рис. 2.35 і рис. 2.36).

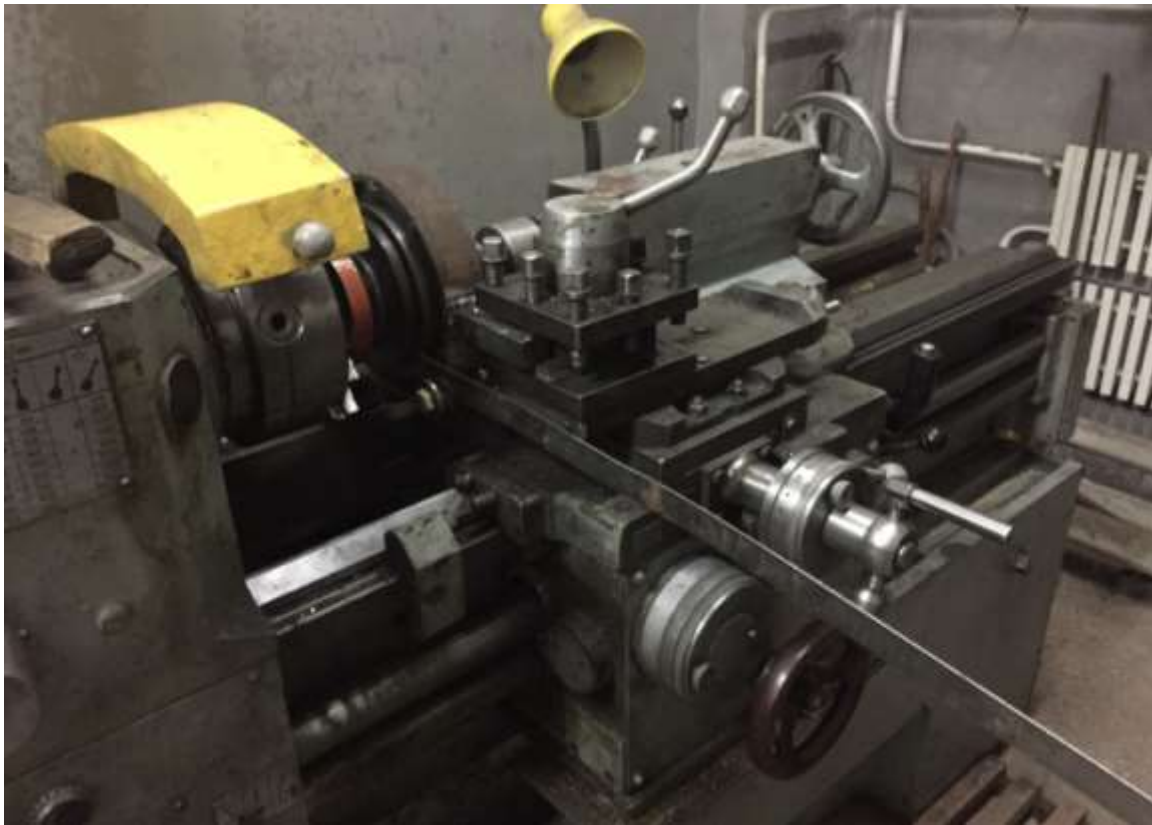


Рис. 2.36. Загальний вигляд процесу навивання обертовою втулкою



а)



б)

Рис. 2.37. Формувальний інструмент для навивання спіралей шнеків обертовою втулкою: а) оправа; б) обертова втулка

У патроні токарного верстату 1 закріплюють ступінчасту оправу 2 (рис. 2.37.а), на якій жорстко розташована ліва 3 і з можливістю осьового зміщення по фігурній поверхні 4 права втулка 5. На зовнішньому краю правої втулки 5 виконано осьовий паз, в який вставляється Г-подібний кінець смуги 16 для навивання гвинтової спіралі. Правий торець правої втулки 5 підтиснутий через шайбу 6 пружиною стиснення 7, затиск якої регулюється гайкою 10 через

шайбу 9 за допомогою трапецеїдального різьбового з'єднання 8. Правий кінець оправи 2 підтискають задньою бабкою 11 з метою збалансування і надання конструкції жорсткості. У супорті верстату 13 жорстко закріплюють державку 14 обертової втулки 12 (рис. 2.37.б). Обертова втулка 12 складається із зовнішньої обойми, в якій розташовано підшипник 17 та формувальну втулку 18. На зовнішньому краю обертової втулки 12 закріплено напрямний ролик 15.

При навиванні спіралі проводять виставлення обертової втулки 12 в робоче положення і встановлюють, попередньо закріплену в осьовому пазу правої втулки 5, полосу 16 в напрямний ролик 15. Після цих підготовчих операцій включають головний привід верстату і патрон 1, з оправою 2, повертається. При цьому починає здійснюватися технологічний процес формоутворення гвинтової спіралі 17 зі смуги 16 обертовою формувальною втулкою 12. В процесі формоутворення гвинтової спіралі 17 права втулка 5 переміщається в осьовому напрямку вправо, стискаючи пружину стиснення 7. Після завершення процесу навивання спіралі 17 вимикають головний рух токарного верстату, відводять в крайнє праве положення задню бабку і супорт з обертовою втулкою (рис. 2.35.г). Далі проводять відгвинчування гайки 10 оправи 2 з метою послаблення і зняття пружини 7 і, відповідно, знімають навиту спіраль 17 з оправи 2.

Апробація способу навивання спіралей обертовою втулкою дозволила отримати СШ (рис. 2.38) і підтвердити дієвість та ефективність розробленого способу навивання і необхідність у подальших дослідженнях даної технології.



Рис. 2.38. Навиті спіралі шнеків з використанням способу навивання обертовою втулкою

2.7. Стендове обладнання та результати експериментальних досліджень калібрування витків гвинтових елементів на крок

Експерименти проводили для гвинтових заготовок із матеріалів сталь 08кп, сталь 3. Було проведено три серії експериментів для кожної із сталей. В патрон токарного верстату закріплювався вал діаметром, відповідним внутрішньому діаметру шнекової оправи. Для проведення експериментальних досліджень було розроблено та виготовлено дослідну установку представлена на рис. 2.39.



Рис. 2.39. Загальний вигляд експериментальної установки для калібрування гвинтових заготовок

Робочу частину пристрою, із закріпленим формувальним роликом, заводять у взаємодію із гвинтовою заготовкою. Після налагодження пристрою і входження його у взаємодію із гвинтовою заготовкою з клином для здійснення калібрування гвинтової заготовки на крок включають головний рух і рух подачі верстату, після чого починається процес. Реверсна подача головного руху верстату дає змогу здійснити калібрування отриманої заготовки на необхідний крок. Після цього гвинтову заготовку, яка перетворюється у спіраль, знімають, встановлюють наступну і знову здійснюють процес калібрування.

В результаті проведення експериментальних досліджень величини

крутного моменту на приводі при калібруванні витків на крок були отримані дані для побудови графічних залежностей. Для порівняння отриманих експериментальних та теоретичних результатів досліджень побудовані графічні залежності крутного моменту (рис. 2.40 і рис. 2.41). На рис. 2.40 представлені графічні залежності зміни крутного моменту від ширини полицки B та товщина витка спіралі H (сталь 08кп, $\alpha = 20^\circ$), а на рис. 2.41 від ширини полицки B та кута нахилу клина пристрою α (сталь 08кп, $H = 4$ мм).

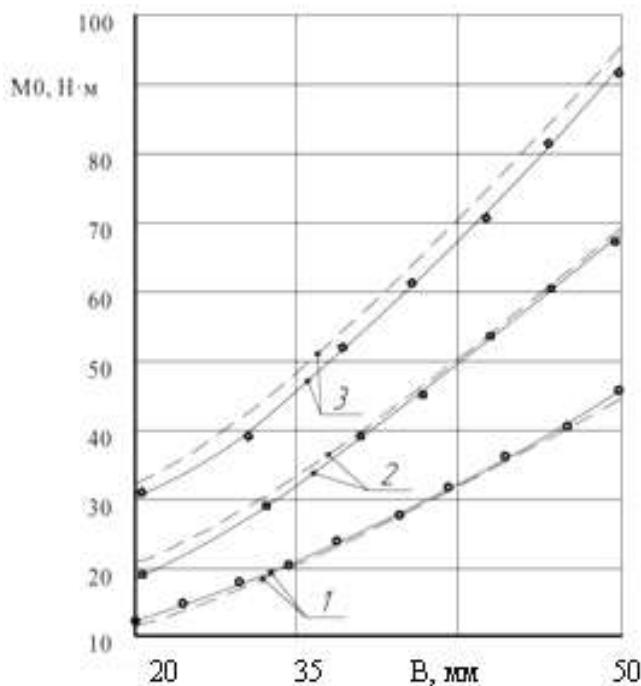


Рисунок 2.40. Графічні залежності порівняння теоретичних — — — та експериментальних ————— результатів досліджень крутного моменту на оправі від ширини полицки B та товщина витка спіралі s (сталь 08кп, $\alpha = 20^\circ$): 1) $H = 2$ мм; 2) $H = 4$ мм; 3) $H = 6$ мм

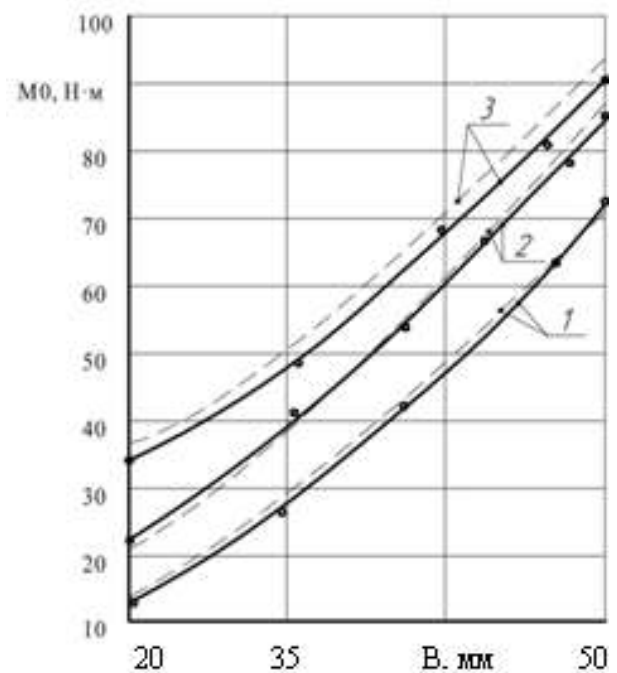


Рисунок 2.41. Графічна залежність порівняння теоретичних — — — та експериментальних ————— результатів досліджень крутного моменту на оправці від ширини полицки B та кута нахилу полицки α (сталь 08кп, $S = 4$ мм): 1) $\alpha = 10^\circ$; 2) $\alpha = 20^\circ$; 3) $\alpha = 30^\circ$

В результаті порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень крутного моменту в процесі калібрування СШ на крок відхилення становить в межах 7% - 13%.

За результатами проведених експериментальних досліджень можна зробити висновок, що використання клина в процесі калібрування СШ на крок є більш ефективним у порівнянні з іншими методиками калібрування.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЕЛЕМЕНТІВ ЇХ ЗАХИСТУ

3.1. Конструкція робочого органу та експериментальний взірець гвинтового перевантажувального механізму

На основі запропонованої схеми компоновки елементів передачі крутного моменту та секційних гвинтових робочих органів для перевантаження сипких матеріалів розроблено конструкцію робочого органу, яка зображена на рисунку 3.1. Вона містить стрічкову спіраль у вигляді окремих гвинтових секцій 1, котрі виконані у вигляді двох циліндричних втулок 4, з'єднаних між собою прутками 3. До втулок і прутків жорстко закріплене гвинтове ребро 2. В циліндричних втулках однієї гвинтової секції виконано наскрізні отвори 5, центральні осі яких розташовані взаємно-перпендикулярно. З внутрішньої сторони втулок в наскрізних отворах встановлено антифрикційні фігурні втулки 7, між торцевими поверхнями яких розташовано квадратний валець 8. В отворах 10 антифрикційних втулок і отворах 9 квадратного вальця встановлено циліндричні пальці 6, які жорстко з'єднані з квадратним вальцем.

Працює робочий орган наступним чином. Під час обертання робочого органу в гнучкому рукаві крутний момент з квадратного вальця через циліндричний палець і антифрикційну фігурну втулку передається на циліндричне кільце. Далі крутний момент через гвинтове ребро й прутки передається на іншу циліндричну втулку, а через антифрикційну фігурну втулку на циліндричний та квадратний вальці.

Виконання отворів в циліндричних втулках, центральні осі яких розташовані взаємно-перпендикулярно в одній гвинтовій секції, забезпечує рівномірне обертання робочого органу. Застосування антифрикційних фігурних втулок конструкції робочого органу суттєво підвищує його ресурс роботи, оскільки під час роботи на криволінійних траєкторіях провороту пальців відносно антифрикційних втулок здійснюється по збільшених площах контакту.

Антифрикційні втулки слід виготовляти з поліамідів, армованих скляним волокном, які ефективно працюють як підшипники ковзання в агресивних середовищах без змащування.

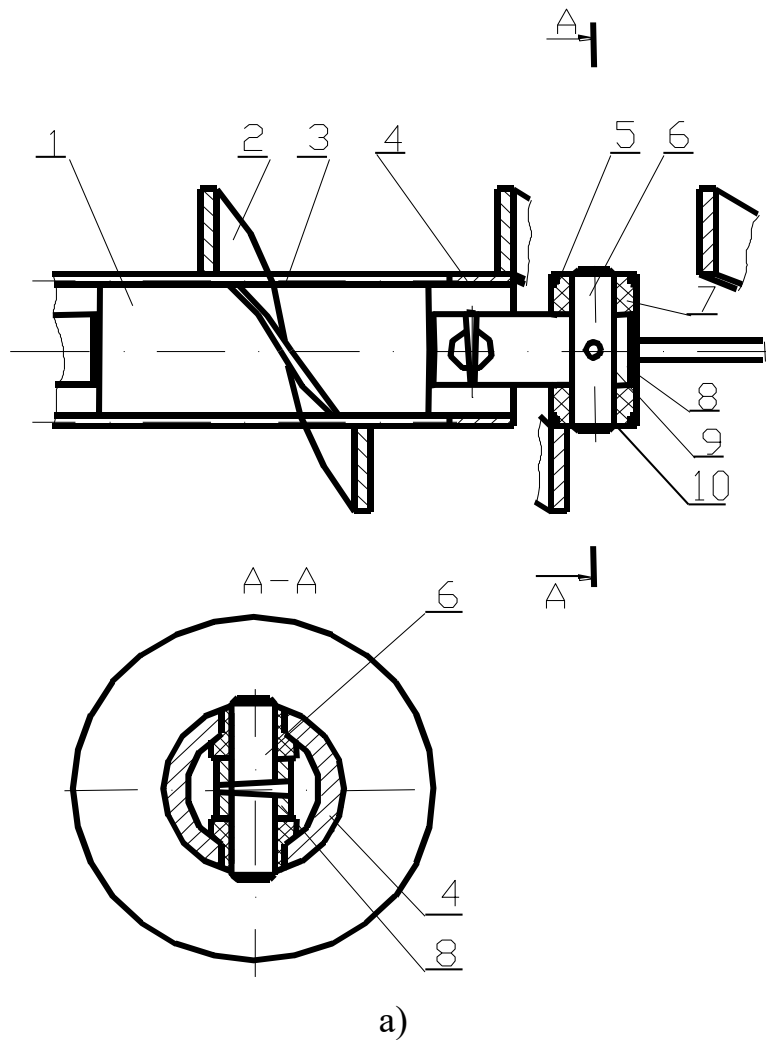


Рис. 3.1. Ескіз (а) та загальний вигляд (б) шарнірно-з'єднаних гвинтових секцій робочого органу

Для дослідження енергосилових і експлуатаційних параметрів розробленого секційного робочого органу спроектовано і виготовлено дослідний взірець гвинтового перевантажувального механізму на базі приводу та перевантажувального короба.

Загальний вигляд експериментального взірця ГГК на базі перевантажувального короба зображено на рис. 3.2.



Рис. 3.2. Загальний вигляд експериментального взірця гвинтового конвеєра

Кінематична схема експериментального взірця вузлів приводу та перевантажувального короба, що пов'язує завантажувальну та розвантажувальні магістралі ГГК, зображена на рис. 3.3. Вона містить

перевантажувальний короб 8, в який у верхній частині входить завантажувальна магістраль, а знизу і з протилежної сторони – вивантажувальна. Кожну з магістралей виконано у вигляді гнучкого кожуха 5, 10, в якому розташовані секційний гвинтовий робочий орган 6, 9. Співісно з гнучкими кожухами з протилежної сторони перевантажувального короба в опорах розташовано привідні вали з зірочками 7 та 11, які за допомогою ланцюгових передач з'єднані з проміжним валом 13. Крутний момент передається від асинхронного електродвигуна 1 потужністю 4 кВт та числом обертів 1250 об/хв. через клинопасову передачу зі шківками 2 і 3 на проміжний вал 13, на кінцях якого розташовано зірочки 4 і 12. На проміжному валі встановлено тензометричний пристрій 14 для вимірювання енерговитрат процесу перевантаження. Перехід сипучого матеріалу з однієї магістралі в іншу здійснюється в перевантажувальному коробі 8, конструктивна схема якого аналогічна [40].

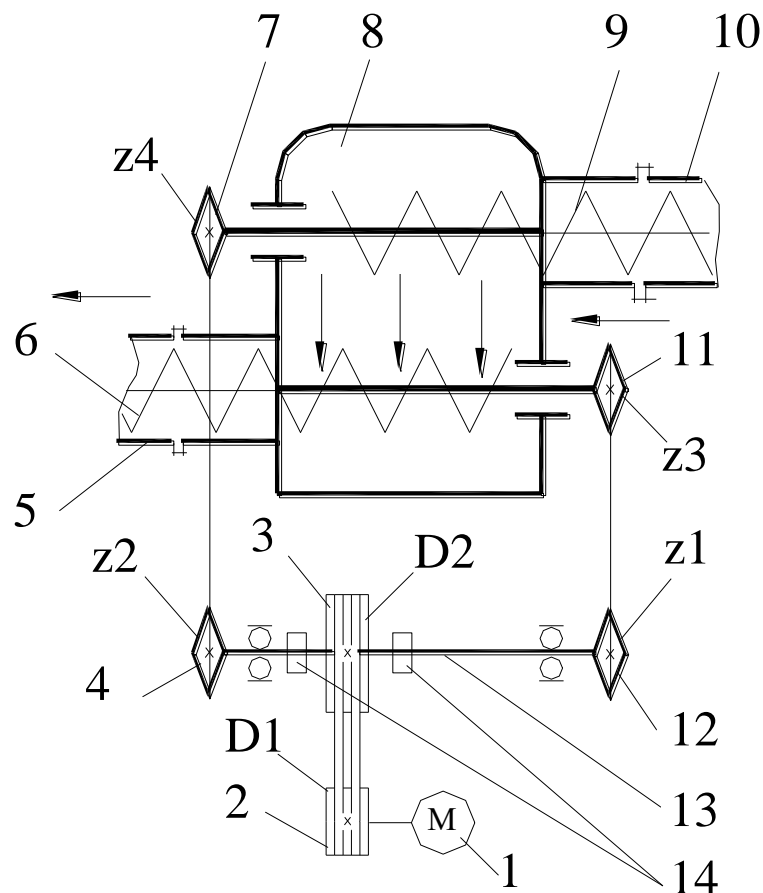


Рис. 3.3. Кінематична схема експериментального взірця гвинтового конвеєра

Дослідження робочого органу здійснювали на експериментальному взірці при різних параметрах роботи (табл. 3.1). Для забезпечення зміни частоти обертання робочих органів використано змінні шківни й зірочки.

Таблиця 3.1

Характеристика матеріалів і режимів роботи експериментальної установки

№ п/п	Назва матеріалів	Густина, кг/м ³	Кількість обертів робочого органу, об/хв.				Висота піднімання вивантажувальної магістралі, м	Радіус кривини магістралі, м
			125	325	450	694		
1	Пісок	1200	125	325	450	694	0; 0,2;	0,5; 1,0;
2	Ячмінь	750					0,5; 0,8;	1,5; ∞
3	Технічна сіль	540					1,2	

3.2. Експериментальні дослідження енергосилових параметрів секційних робочих органів та їх результати

Вимірювання крутного моменту при заданих режимах роботи та різних конструктивних параметрах робочих органів і з різною траєкторією перевантаження вантажів здійснювали за допомогою тензодатчиків, наклеєних на проміжному валу приводу валів завантажувальної та розвантажувальної магістралей. При цьому використовували тензостанцію 8АНЧ -7М і осцилограф Н-700. Тарування валу проводили при його жорстко закріпленому кінці, на якому розташовані привідні елементи – зірочки.

Оскільки програмою досліджень передбачалось проведення комплексу експериментів, який налічував десятки повторюваностей по зміні лише одного параметра, то для швидкого (моментального) визначення величини крутного моменту нами використано пристрій для його вимірювання [15], який зображено на рис. 3.4. Вимірювач консольно закріплюється на привідному валу завантажувальної або розвантажувальної магістралі.

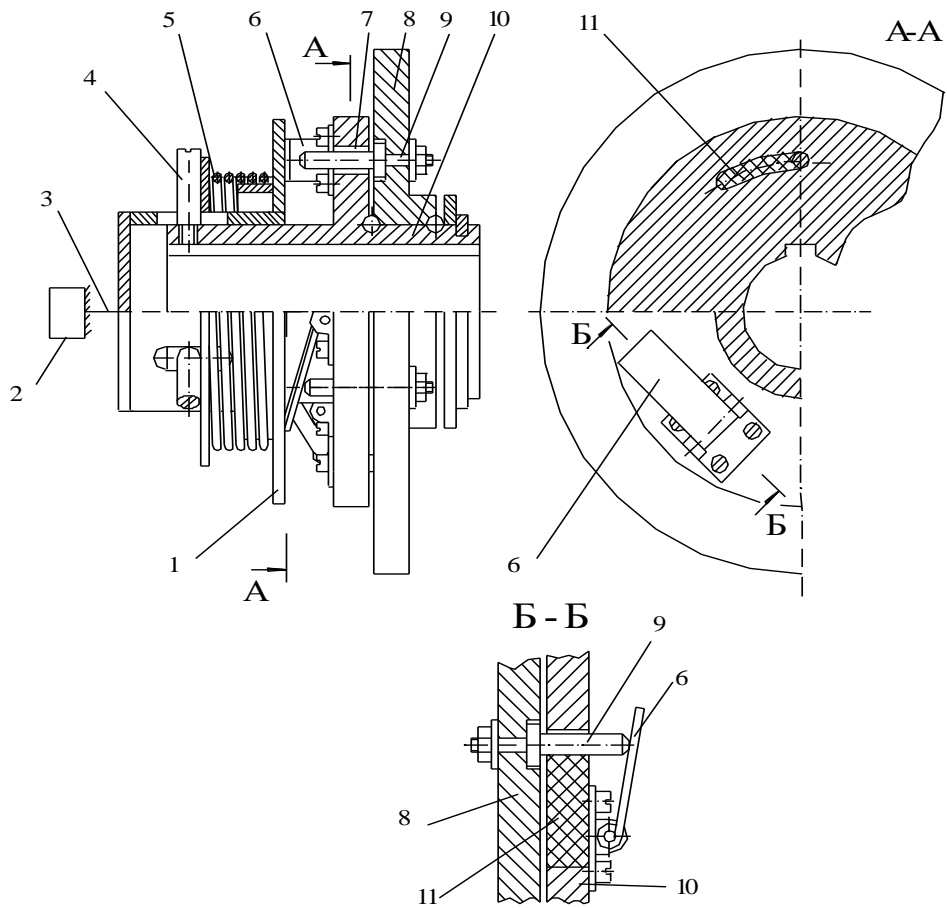
Він складається з співісно розташованих ведучої 8 і веденої 10 півмуфт. Ведуча півмуфта з'єднується з зірочкою ланцюгової передачі й приводиться в обертний рух від електродвигуна. У веденій півмуфті рівномірно по колу закріплено пальці 9, які вільно розташовані у дугових пазах 7 веденої півмуфти і взаємодіють з еластичними елементами 11, наприклад, гумовими, що встановлено у дугових пазах. Пальці взаємодіють з пружним елементом, виконаним у вигляді відтискних пластин 6, які, в свою чергу, контактують з натискним диском 1 чашкоподібної форми. Торцева поверхня натискного диска взаємодіє з щупом 3 реєструючого приладу 2. Натискний диск підтиснутий осьовою пружиною 5 в сторону відтискних пластин, які, в свою чергу, фіксуються гвинтами 4.

Вимірювання крутного моменту здійснюється так. Під час зміни його абсолютної величини відбувається деформація еластичного елемента, внаслідок чого проходить відносне зміщення ведучої та веденої півмуфт. Це приводить до переміщення пальців в дугових пазах і, відповідно, повертання відтискних пластин, які відводять натискний диск, підтиснутий осьовою пружиною.

Покази знімаються реєструючим приладом – індикаторною головкою годинникового типу ИГ-10, який взаємодіє з торцевою поверхнею натискного диска через щуп. В процесі зменшення величини крутного моменту натискний диск під дією пружини зміщується в сторону попереднього положення, що призводить до зміни показів реєструючого приладу. Наявність в дугових пазах еластичних гумових елементів забезпечує демпфування ударних навантажень і зменшує вібрацію під час осьового переміщення натискного диска, що підвищує точність фіксації показів.

Використання приладу суттєво спростило проведення експериментів та зекономило час.

На рис. 3.5 [33, 34] наведено графічні залежності зміни величини крутного моменту від зміни радіуса кривини магістралі в горизонтальному положенні для ГПМ з діаметром $D = 0,1$ м при $n = 450$ об/хв.



а)



б)

Рис. 3.4. Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) вимірювача крутного моменту

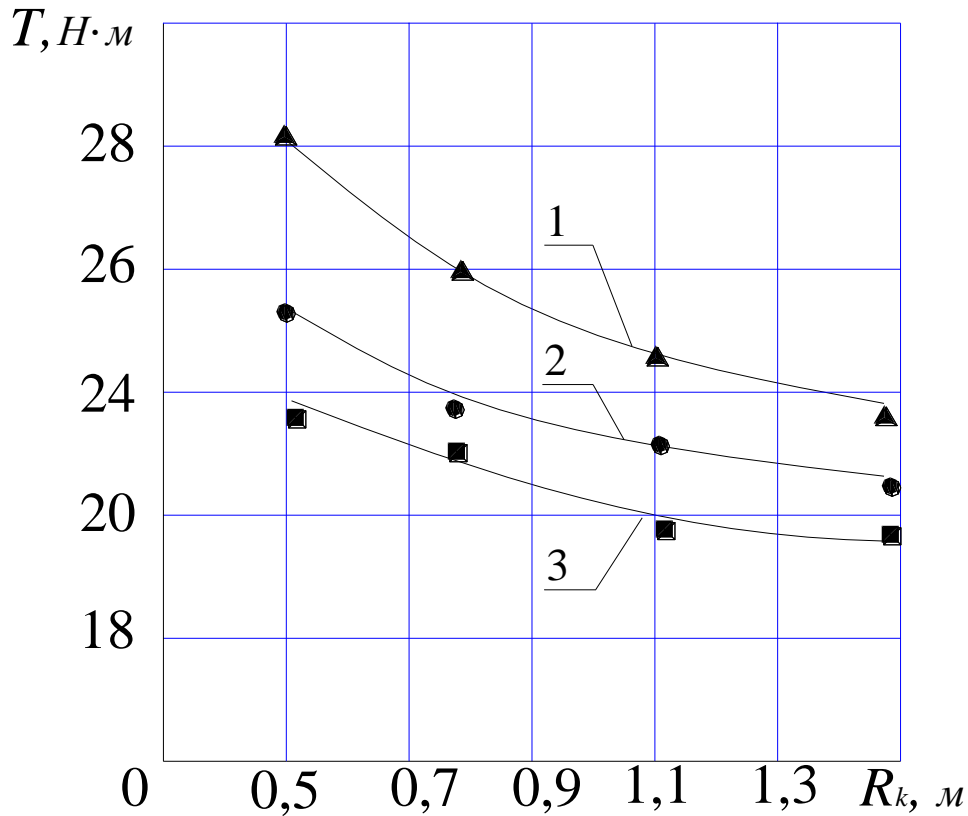


Рис. 3.5. Залежність зміни величини крутного моменту гнучкого гвинтового конвеєра з діаметром $D = 0,1$ м від зміни радіуса кривини магістралі при $n = 450$ об/хв. для: 1) пісок; 2) ячмінь; 3) технічна сіль

Як видно з графіків крутний момент збільшується із зменшенням радіуса кривини магістралі і носить гіперболічний характер.

На рис. 3.6 показано графічні залежності зміни крутного моменту від зміни висоти перевантаження для ГГК з діаметром $D = 0,1$ м при $n = 450$ об/хв.

Вказана залежність має нелінійний характер, причому результати експериментальних досліджень показують, що зміна величини моменту перевантаження залежить не тільки від висоти піднімання вантажів, а також від розміщення магістралі в просторі.

На рис. 3.7 показано залежність зміни крутного моменту від зміни частоти обертання робочого органа ГГК. Як видно з графіків із збільшенням частоти обертання крутний момент зменшується.

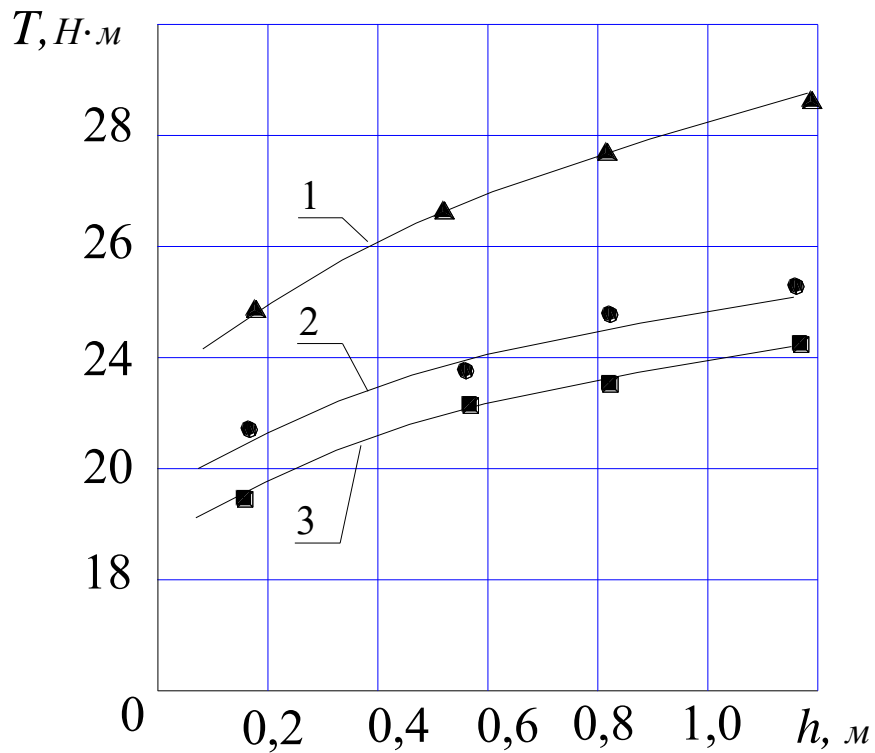


Рис. 3.6. Залежність зміни величини крутного моменту гнучкого гвинтового конвеєра з діаметром $D = 0,1$ м від зміни висоти перевантаження матеріалів при $n = 450$ об/хв. для: 1) пісок; 2) ячмінь; 3) технічна сіль

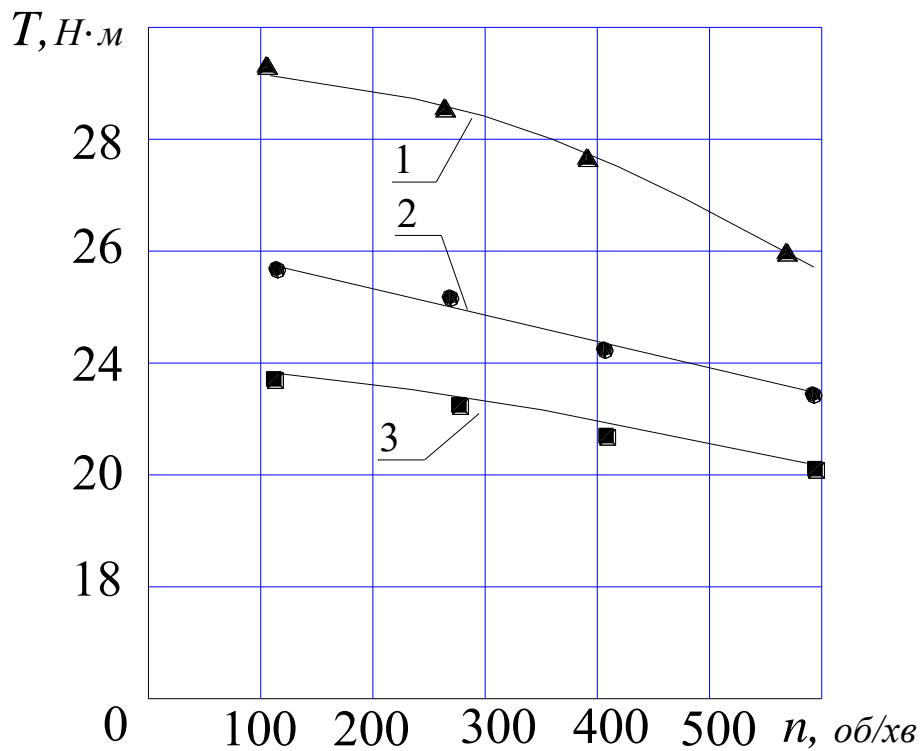


Рис. 3.7. Залежність зміни величини крутного моменту гнучкого гвинтового конвеєра діаметром з $D = 0,1$ м від зміни швидкості обертання робочого органу в горизонтальному положенні для: 1) пісок; 2) ячмінь; 3) технічна сіль

Для ГГК із відносно невеликою швидкістю обертання робочого органу, тобто з низьким коефіцієнтом динамічності, велику частину всіх затрат становлять невиробничі затрати на подолання тертя гвинтової спіралі по гнучкому кожуху внаслідок неточності виготовлення спіралі, а також затрати на кінетичну енергію ГГК внаслідок ударної взаємодії робочого органу в кожух. Із збільшенням швидкості обертання невиробничі затрати зменшуються внаслідок центрування робочого органу по осі обертання, а також втягування всього вантажу в рівномірний гвинтовий рух [8].

При конструюванні гнучких гвинтових ГГК таких типів недоцільно призначати швидкість обертання робочих органів меншою 400 об/хв. внаслідок збільшення невиробничих затрат.

Для порівняння показників продуктивності запропонованого гвинтового ПМ з секційним робочим органом та існуючих було виконано серію дослідів, якими встановлено, що продуктивність практично не залежить від радіусу кривини та висоти підйому магістралі, що в повній мірі підтвердило результати досліджень [8, 9]. При цьому об'ємні витрати для різних матеріалів є приблизно однаковими і визначаються умовами в зоні завантаження.

На рис. 3.8 наведені графічні залежності зміни продуктивності ГГК з $D = 0,1$ м від зміни частоти обертання робочого органа. Встановлено, що продуктивність зростає прямо пропорційно з збільшенням кількості обертів, що узгоджується з теоретичними розрахунками [8, 9, 35].

На рис. 3.9 наведені графічні залежності зміни продуктивності ГГК від зміни діаметру прохідного перерізу гнучкого кожуха. Результати свідчать, що продуктивність перевантаження зростає пропорційно та кубу діаметра прохідного перерізу гнучкого кожуха.

Дослідження для визначення енергосилових параметрів та продуктивності запропонованої конструкції ГГК з секційним робочим органом проводились в трикратній повторюваності, кожна точка представлена на графіках є середнім статистичним від заданої серії дослідів.

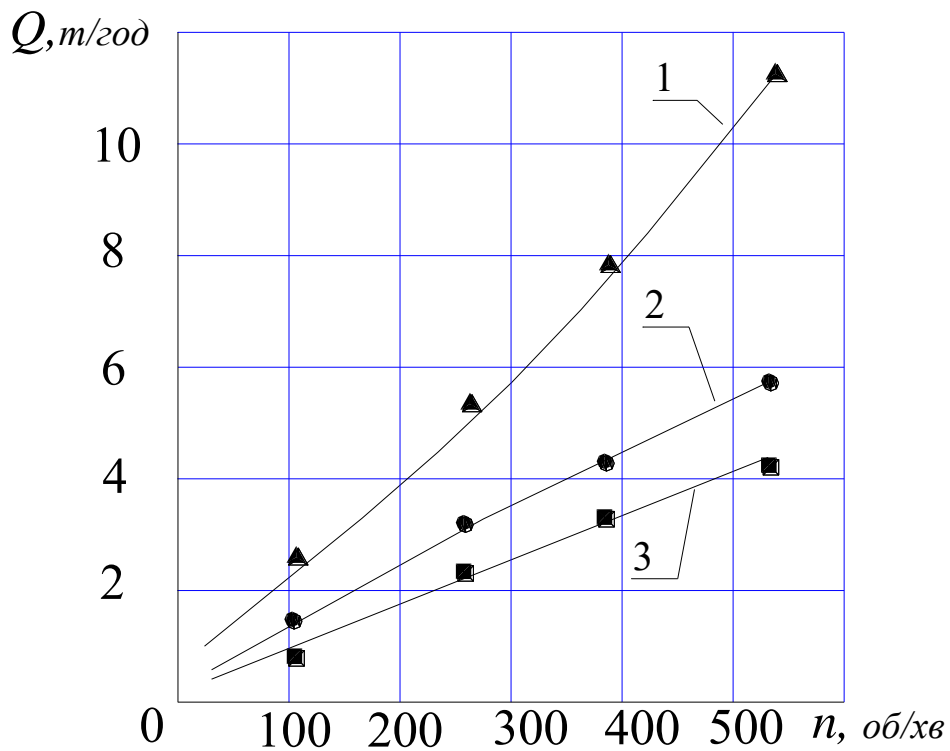


Рис. 3.8. Залежність зміни продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра з діаметром $D = 0,1$ м від зміни частоти обертання робочого органу для:
1) пісок; 2) ячмінь; 3) технічна сіль

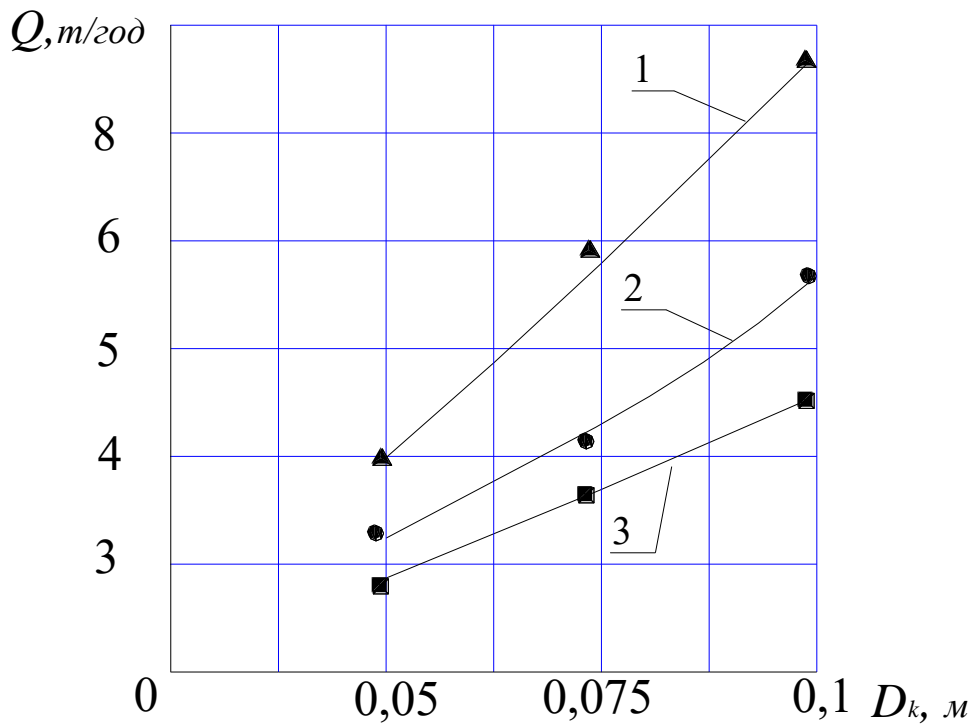


Рис. 3.9. Залежність зміни продуктивності гнучкого гвинтового конвеєра від зміни діаметру перерізу гнучкого кожуха при $n = 450$ об/хв. для:
1) пісок; 2) ячмінь; 3) технічна сіль

3.3. Планування та результати багатофакторного експерименту секційних гнучких гвинтових конвеєрів

Для проведення експериментальних досліджень було використано відомі методики, які полягали у визначенні силових і конструктивних параметрів гвинтових секційних робочих органів, встановленні функціональних і експлуатаційних параметрів запропонованого ГГК.

Слід відмітити, що дослідження проводились з використанням робочого органу максимального діаметру 96 мм, який розміщується в гнучкому еластичному кожусі з внутрішнім діаметром 100 мм, так як із збільшенням внутрішнього діаметра значно збільшується маса робочого органа, що призводить до збільшення інерційних сил, які діють в радіальному напрямку, сил тертя та інтенсифікації вібраційних процесів. Перелічені чинники суттєво знижують ресурс роботи ГПМ через підвищене зношування гвинтової спіралі робочого органу та гнучкого кожуха.

Момент на привідному валу, як і потужність транспортування залежить від багатьох чинників із яких виділимо групу, що характеризує процес перевантаження: частота обертання робочого органа n , висота піднімання траси h , радіус її кривини R_k .

Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень

Функція відгуку шукалась у вигляді неповного полінома [1]:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 \quad (3.1)$$

де x_i - кодовані фактори; b_i , b_{ij} - коефіцієнти для відповідних значень x .

Умови та результати проведення експерименту подано в таблиці 3.2. Область зміни прийнята для рекомендованих значень параметрів.

Умови та результати експерименту

Рівні та інтервали зміни факторів										
Параметр и	Фактори									
	Частота обертання ГРО n , об/хв.	Висота піднімання h , м	Радіус кривини R_k , м							
Основний рівень, X_i	500	1,5	1							
Інтервал зміни, ΔX_i	150	0,5	0,5							
Верхній рівень, $X_{i\max}$	650	2	1,5							
Нижній рівень, $X_{i\min}$	350	1	0,5							
Результати дослідів										
	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	$y_{\text{сеп}}$	S^2
1	–	–	–	32,7	31,5	28,7	33,8	30,9	31,52	3,732
2	+	–	–	24,8	27,4	29,2	26,9	24,8	26,62	3,492
3	–	+	–	36,4	38,3	41,8	37,7	40,2	38,88	4,537
4	–	–	+	37,2	33,4	38,1	31,6	33,5	34,76	7,633
5	+	+	–	33,2	37,3	34,5	31,8	36,5	34,66	5,173
6	–	+	+	38,1	42,3	39,6	37,5	40,1	39,52	3,542
7	+	–	+	23,6	22,8	26,2	24,5	22,1	23,84	2,543
8	+	+	+	30,2	27,7	33,4	32,1	28,5	30,38	5,707
Таблиця рандомізації дослідів										
№ досл.	1	2	3	4	5	6	7	8		
Порядок проведення	2	8	4	1	6	3	5	7		

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i факторами ($X_1 = n$, $X_2 = h$, $X_3 = R_k$) визначається залежністю:

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

де X_i - біжуче натуральне значення i -го фактора; X_{i0} - його значення для основного рівня; ΔX_i - інтервал зміни i -го фактору.

Значення \bar{y}_u в кожній точці визначали за залежністю:

$$\bar{y}_u = \frac{1}{5} (y_{u1} + y_{u2} + y_{u3} + y_{u4} + y_{u5}). \quad (3.3)$$

Перед побудовою математичної моделі проводили перевірку на відтворюваність дослідів за критерієм Кохрена, табличне значення якого визначалось по залежності: $G(0,05; n; f_H)$, де α - рівень значущості, $\alpha = 0,05$ при 95% довірчій ймовірності; n - число незалежних оцінок дисперсії, $n = 8$; $f_H = m_0 - 1$ - число ступенів вільності кожної оцінки (m_0 - число повторюваностей), $f_H = 4$. Згідно рекомендацій літератури [1] $G(0,05; 8; 4) = 0,391$

Критерій Кохрена розраховуємо по формулі:

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n S_u^2}, \quad (3.4)$$

де S_u^2 - дисперсія, що характеризує розсіювання результатів в u - му досліді.

$$S_u^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i_k=1}^{m_0} (y_{uik} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.5)$$

де i_k - номер повторюваності; y_{uik} - вихідний параметр при i_k повторюваності.

Умова відтворюваності дослідів: $G \leq G(0,05;8;4)$. Отримаємо $G = 0,284 < 0,391$. Умова відтворюваності дослідів виконується.

Коефіцієнти функції відгуку (рівняння регресії) шукаємо із наступних залежностей:

$$\left\{ \begin{array}{l} b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{y}_u ; \\ b_i = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} \cdot \bar{y}_u ; \\ b_{ij} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u , \end{array} \right. \quad (3.6)$$

де \bar{y}_u - середнє арифметичне значення вихідного параметра в u -му досліді;
 x_{iu} - значення i -го кодованого фактора в ряду матриці в u -му досліді;
 x_{ju} - значення j -го кодованого фактора в ряду матриці в u -му досліді.

Отримаємо:

$$\begin{array}{ll} b_0 = 26,24 & b_{12} = 0,003; \\ b_1 = -1,97; & b_{13} = -0,01; \\ b_2 = 6,69; & b_{23} = -0,21; \\ b_3 = 11,39; & \end{array}$$

Отримаємо рівняння регресії:

$$y_x = 26,24 - 1,97 x_1 + 6,69 x_2 + 11,39 x_3 + 0,003 x_1 x_2 - 0,01 x_1 x_3 - 0,21 x_2 x_3 \quad (3.7)$$

Перевірку адекватності рівняння регресії проводимо за допомогою критерію Фішера [1]:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.8)$$

де S_{ad}^2 - дисперсія адекватності; $F(0,05; f_{ad}; f_y)$ - критерій адекватності Фішера

при 5% рівні значущості; f_{ad} - число ступенів вільності дисперсії адекватності, $f_{ad} = n - k - 1$ (k - число змінних факторів, в нашому випадку $k = 3$); $f_{ad} = 8 - 3 - 1 = 4$; f_y - число ступенів вільності дисперсії відтворюваності, $f_y = n(m_0 - 1)$, $f_y = 8 \cdot (5 - 1) = 32$.

Табличне значення критерію Фішера в даному випадку [1] - $F(0,05;4,32) = 2,690$.

Дисперсія адекватності визначається по залежності:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2, \quad (3.9)$$

де y_u - розрахункове значення відгуку в i -му досліді лінійної частини формули.

$$S_{ad}^2 = \frac{93,3944}{4} = 23,3486.$$

Критерій Фішера буде складати: $F = \frac{23,3486}{12,2258} = 1,9098$.

Отже $F = 1,9098 < F(0,05;4,32) = 2,69$ умова адекватності рівняння виконується.

Оцінку значущості коефіцієнтів рівняння регресії проводимо за критерієм Стюдента. Коефіцієнт вважається значущим, тобто суттєво впливає на функцію відгуку, якщо виконується нерівність:

$$|b_a| \geq \Delta b_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.10)$$

де b_a - коефіцієнти b_0 , b_i , b_{ij} у рівнянні регресії; Δb_a - довірча границя; $t(0,05; f_y)$ - критерій Стюдента при 5% рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності f_y .

Рівень значущості дорівнює $1 - \alpha$, де α - довірна ймовірність.

Критерій Стюдента буде складати: $t(0,05;32) = 2,0$.

Тоді:

$$\Delta b_a = 2,0 \frac{\sqrt{4,5449}}{\sqrt{8}} = 1,5075 .$$

Всі коефіцієнти функції відгуку, які менші цього значення можна вважати незначущими, і впливом членів рівняння регресії з цими коефіцієнтами можна знехтувати.

Рівняння регресії прийме вид:

$$y_x = 26,24 - 1,97 x_1 + 6,69 x_2 + 11,39 x_3. \quad (3.11)$$

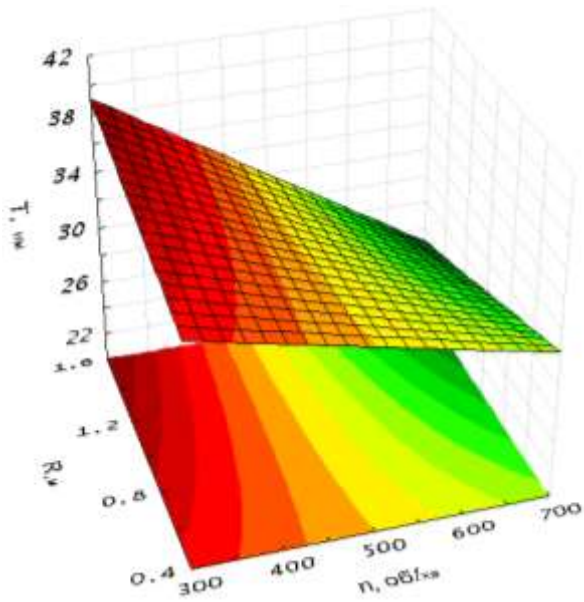
Враховуючи зв'язок між натуральними та кодованими факторами отримаємо функцію відгуку у вигляді:

$$T = y_x = -16,57 - 0,006n + 13,38h + 22,78R_k.. \quad (3.12)$$

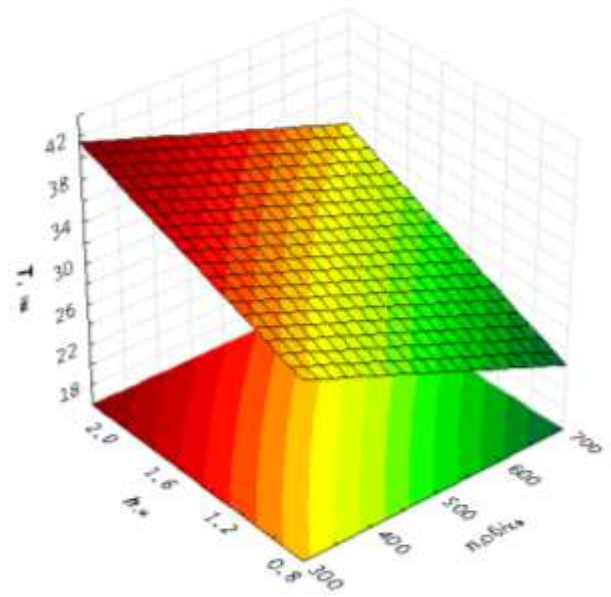
Для отримання додаткових результатів багатofакторного експерименту було використано багатofункціональну програму "Statistika 6.0".

Побудовано поверхні відгуку, які дають можливість оцінити взаємний вплив параметрів перевантаження на величину крутного моменту T (рис. 3.10) та функції нормального розподілу і карту Парето (рис. 3.11).

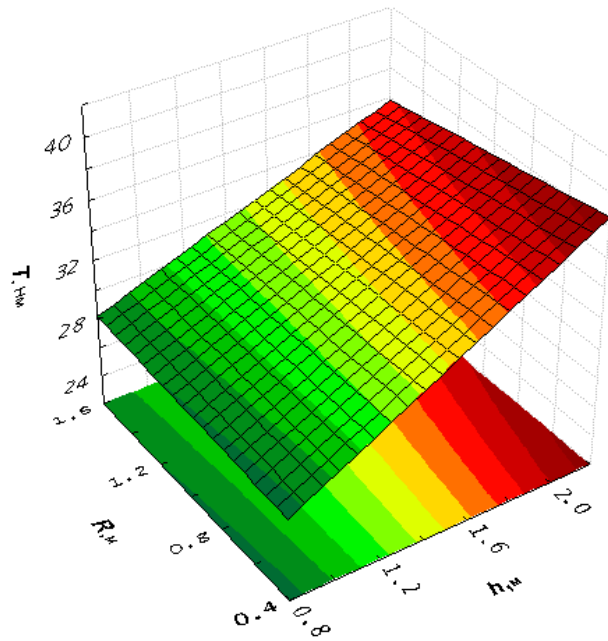
Як свідчать результати, визначальний вплив на величину крутного моменту мають значення частоти обертання робочого органу та висоти перевантаження.



а)

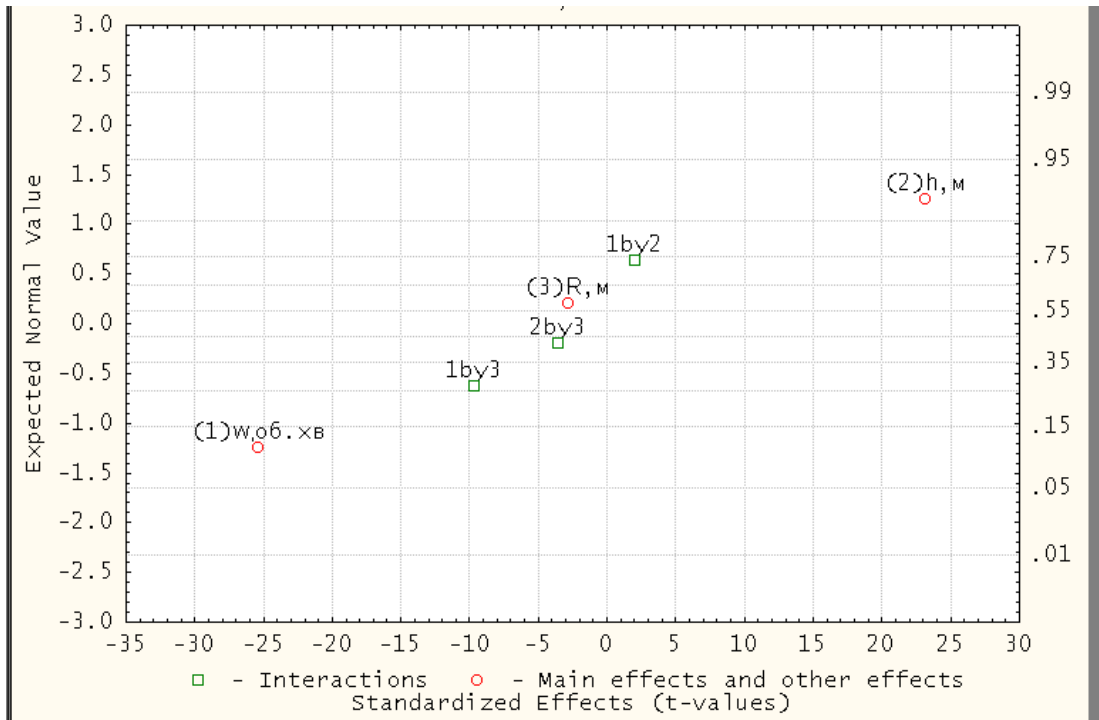


б)

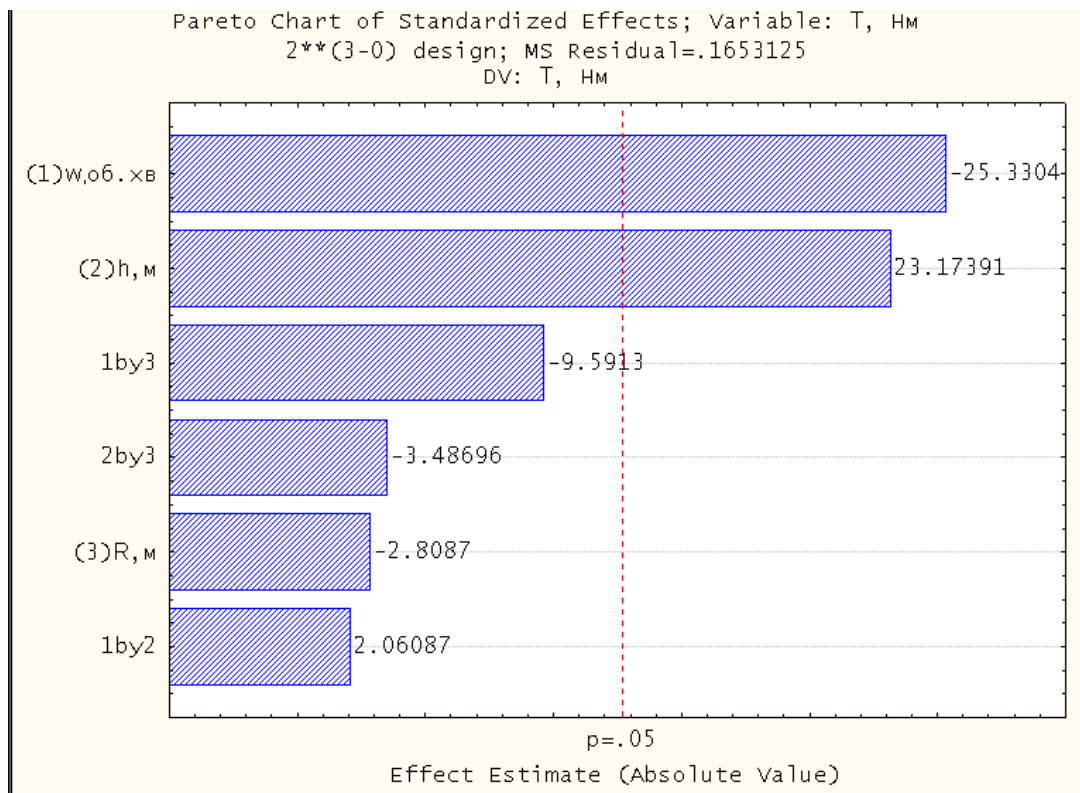


в)

Рис. 3 .10. Поверхні відгуку взаємовпливу параметрів на величину крутного моменту T : а) $R_k - n$; б) $h - n$; в) $h - R_k$.



a)



б)

Рис. 3.11. Нормальний розподіл (а) та карта Парето (б) результатів багатфакторного експерименту

3.4. Експериментальні дослідження деформаційно-силових характеристик робочих органів та їх результати

При перевантаженні ГТК матеріалів по криволінійних трасах відбувається закручування гвинтових робочих органів. В зв'язку з тим, що в розроблених конструкціях робочих органів крутний момент передається шарнірним з'єднанням і гвинтовими секціями, методикою експериментальних досліджень передбачалось встановлення взаємозв'язку між їх деформаційно-силовими та конструктивними параметрами.

Для визначення крутильної жорсткості нами була використана машина розривна, моделі КМ-50-1 (рис. 3.12). В цьому випадку, гвинтова секція жорстко кріпилась до фіксаторів, на торцевій циліндричній поверхні яких виконувались паралельні лиски, за допомогою яких фіксатори встановлювались у затискний механізм поворотних обойм розривної машини [34].

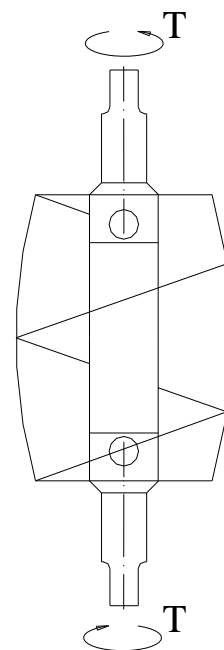
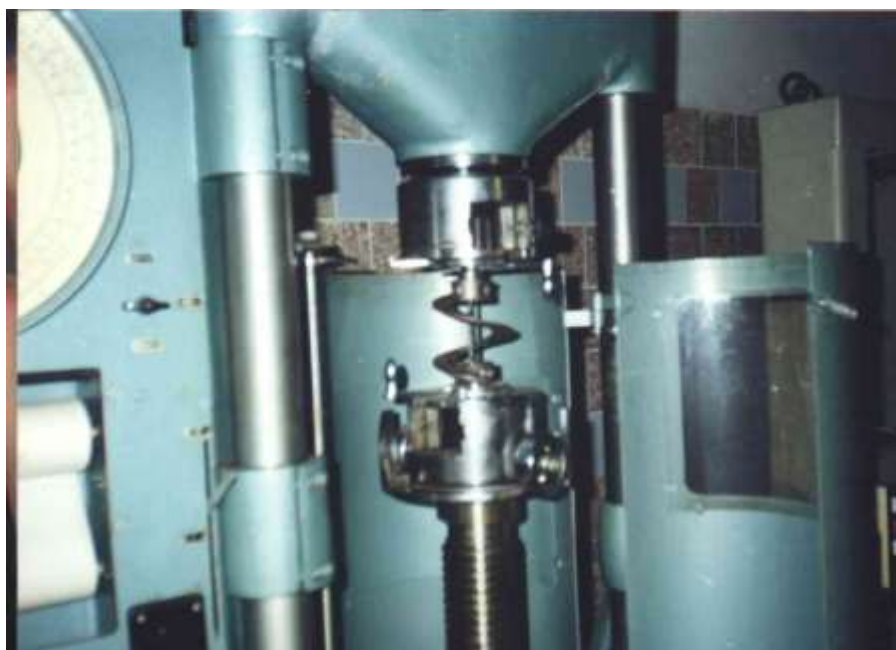


Рис. 3.12. Визначення крутильної жорсткості однієї секції робочого органа гнучкого гвинтового конвеєра на розривній машині КМ 50-1

Методика проведення експериментів наступна. Після встановлення дослідного взірця в поворотні обойми, верхня залишалась в постійному

положенні, а нижній надавався обертовий рух. Залежно від величини кута закручування θ замірювалися покази максимального крутного моменту T . Таким чином, досліди проводили або до крихкого руйнування взірця, або до виникнення пластичного деформування.

Також програмою експериментальних досліджень передбачалось встановлення впливу зон з'єднань та способу кріплення окремих секцій на характер і величину деформацій кручення робочих органів у зібраному стані.

Методика проведення досліджень на кручення двох шарнірно-з'єднаних гвинтових секцій (рис. 3.13) аналогічна дослідженню окремих секцій.



Рис. 3.13 Дослідження крутильної жорсткості робочих органів гнучкого гвинтового конвеєра у зібраному вигляді

За результатами дослідів побудовано графічні залежності (рис. 3.14 і рис. 3.15) з аналізу яких можна зробити висновок, що вони наближаються до прямолінійного закону розподілу.

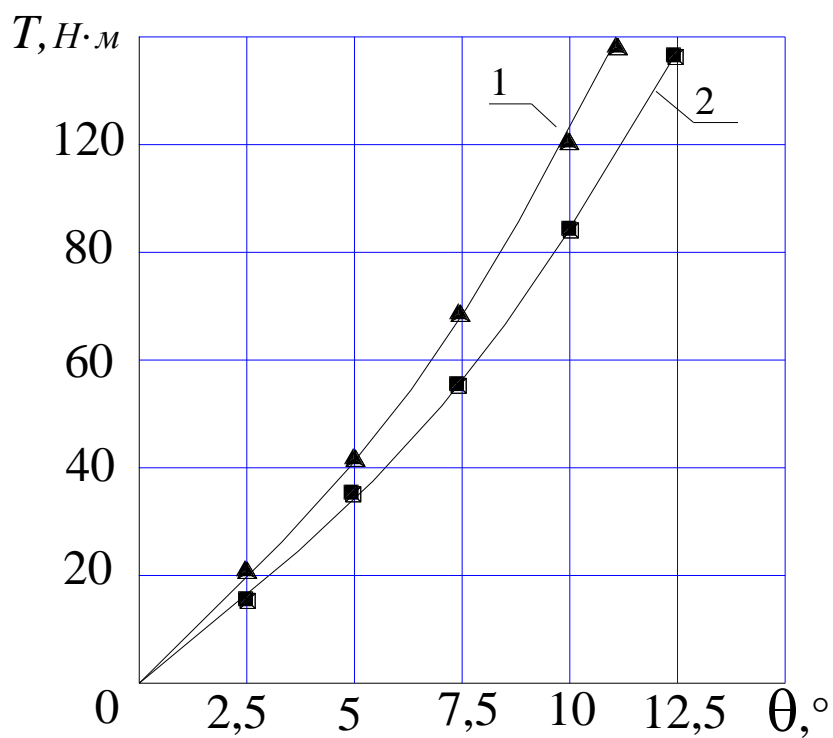


Рис. 3. 14. Залежність крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для однієї секції: 1 – $l = 100$ мм, 2 – $l = 120$ мм

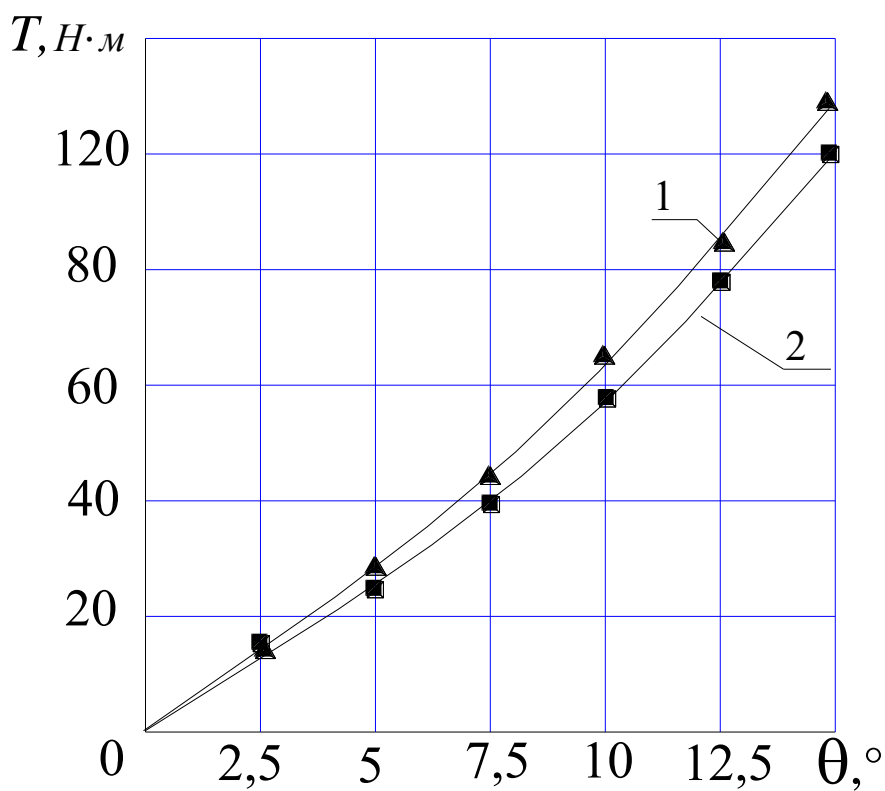


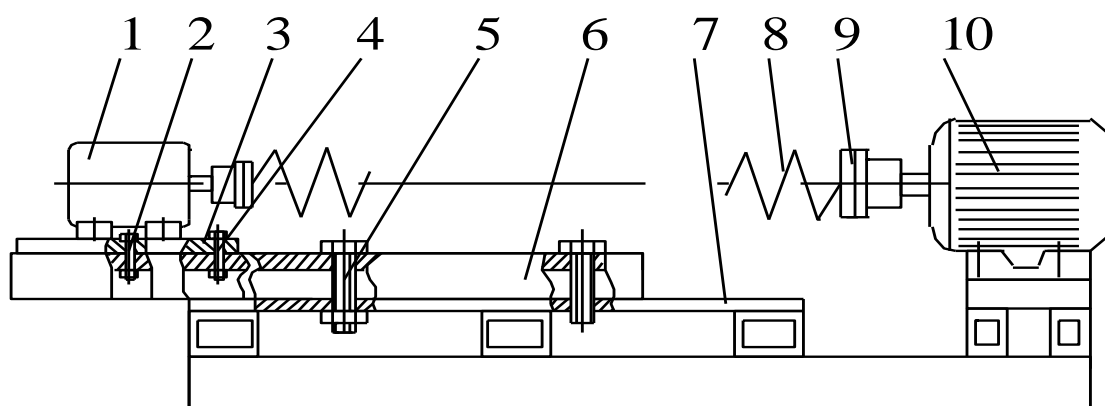
Рис. 3.15. Залежність крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для двох секцій 1 – $l = 100$ мм, 2 – $l = 120$ мм

Збільшення довжини секції природно веде до пропорційного збільшення максимального кута закручування, а шарнірне з'єднання практично не впливає на величину деформації, так як його жорсткість набагато вища від жорсткості самої секції. Встановлено, що максимальний крутний момент T_{max} , який призводить до зламу секції робочого органа значно більший ніж крутний момент, необхідний для перевантаження сипких вантажів розробленим робочим органом при максимальній висоті перевантаження та мінімальному радіусі кривини магістралі.

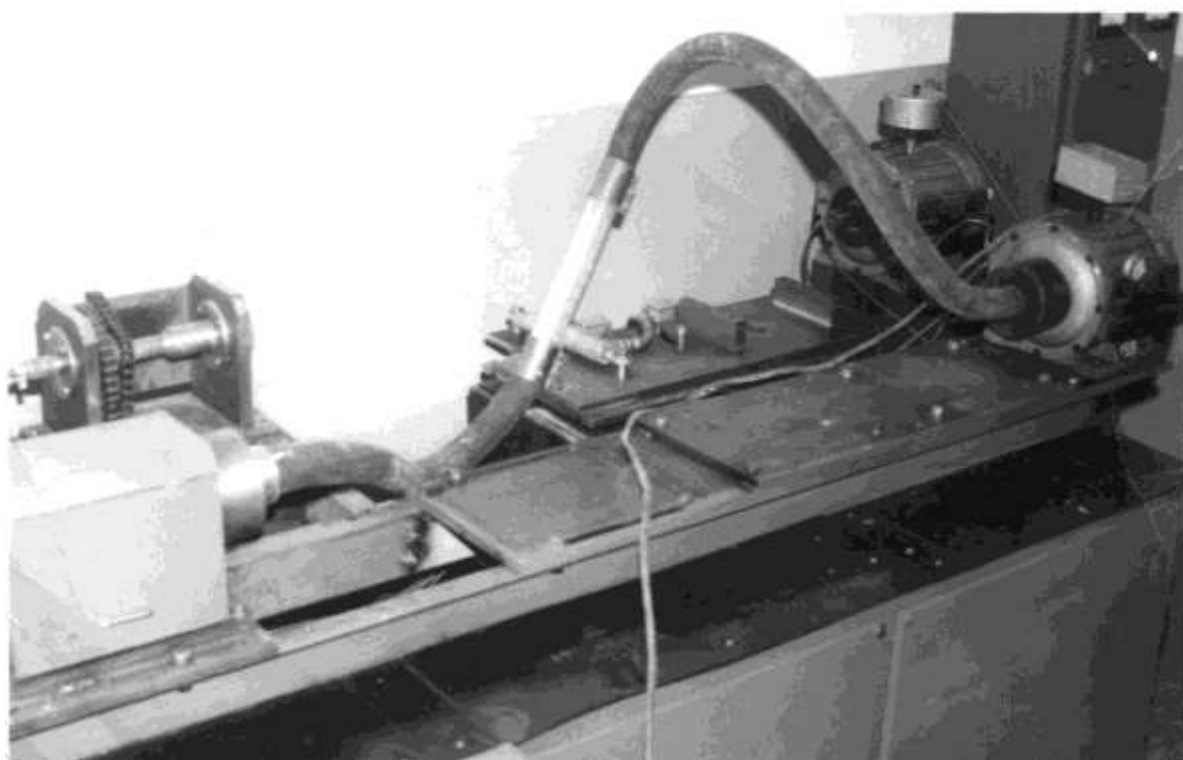
Однією з важливих проблем, які стримують широке застосування гнучких ГПМ є низька довговічність робочих органів.

При конструюванні пар тертя необхідно правильно вибирати їх конструктивні параметри та матеріали. Зношування робочих поверхонь може привести до змінювання зазорів, при появі навантажень і переходу до процесів руйнування, а зношування супроводжується порушенням точності механізмів і машин. У цих випадках необхідно прогнозувати граничне значення зносу.

З метою часткового вирішення даної проблеми, шляхом виявлення найбільш небезпечних зон в конструкціях елементів робочих органів, впливу радіусу кривини перевантаження на їх ресурсні характеристики, проводилась серія дослідів на експериментальному стенді, який зображено на рис. 3.16. Він призначений для прискорених випробувань на ресурс та порівняльної оцінки конструкцій робочих органів з різними конструктивними параметрами. Основними складовими частинами стенду є опорна рама 7, на якій закріплений електродвигун 10 та підшипниковий вузол 1. Підшипниковий вузол встановлений на поворотній плиті 3, яка, в свою чергу, за допомогою пари болтових з'єднань 2 і 4 кріпиться до направляючого швелера 6. Направляючий швелер закріплений до рами, а його фіксація в заданому положенні забезпечується болтовим з'єднанням 5, яке розташоване в поздовжньому пазі направляючого швелера, виконаному в основі рами. Робочий орган 8 за допомогою або фланцевих з'єднань 9 встановлений на вихідних валах електродвигуна і підшипникового вузла.



a)



б)

Рис. 3.16. Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) експериментального стенду

При встановленні дослідного взірця робочого органу на стенд болтові з'єднання відпускають, а направляючий швелер розташовують паралельно до осі приводного валу електродвигуна. Далі, шляхом провертання поворотної плити встановлюють різні радіуси кривини магістралі.

Привід здійснювався електродвигуном з числом обертів 955 об/хв.

Досліди проводились для різних робочих органів, для чого виготовлялись комплекти експериментальних взірців з різними конструктивними параметрами.

В процесі досліджень можна виявити небезпечні зони, які спричиняють руйнування елементів секційних гвинтових робочих органів, встановити вплив різних конструктивних параметрів (довжина секції, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також провести порівняльні випробування різних типів дослідних взірців.

Враховуючи те, що під час експлуатації робочого органу визначити величину зносу антифрикційної втулки за внутрішнім діаметром практично неможливо, то запропоновано його визначення на експериментальному стенді, який зображений на рис. 3.17, шляхом вимірювання кута закручування секцій робочого органу.

В процесі ресурсних випробувань визначався кут закручування робочого органу з різними конструктивними параметрами.

Стенд для дослідження кута закручування складається з корпусу 1 до якого жорстко прикріплена вертикальна стійка 2. До стійки жорстко закріплюється секційний робочий орган 3, який вільно встановлений в U-подібному коробі 4. Короб кріпиться на підставці 5 з опорними елементами 6. Вільний кінець секційного робочого органу встановлюється в отвір штативу 7 перпендикулярно його осі, на якому з правого торця виконана ноніусна шкала 9 з поділками. Враховуючи те, що стенд призначений для дослідження робочих органів різної довжини, штатив розміщений в направляючих, що дозволяє змінювати його положення. На вільний кінець робочого органу, який виступає з отвору штативу жорстко встановлюють втулку зі стрілкою 10 з можливістю кутового переміщення при закручуванні робочого органа, а також тарувальний вантаж 12, величина якого визначається навантажувальною здатністю робочого органа.

За величиною кута закручування визначають величину зносу елементів секцій робочого органа.

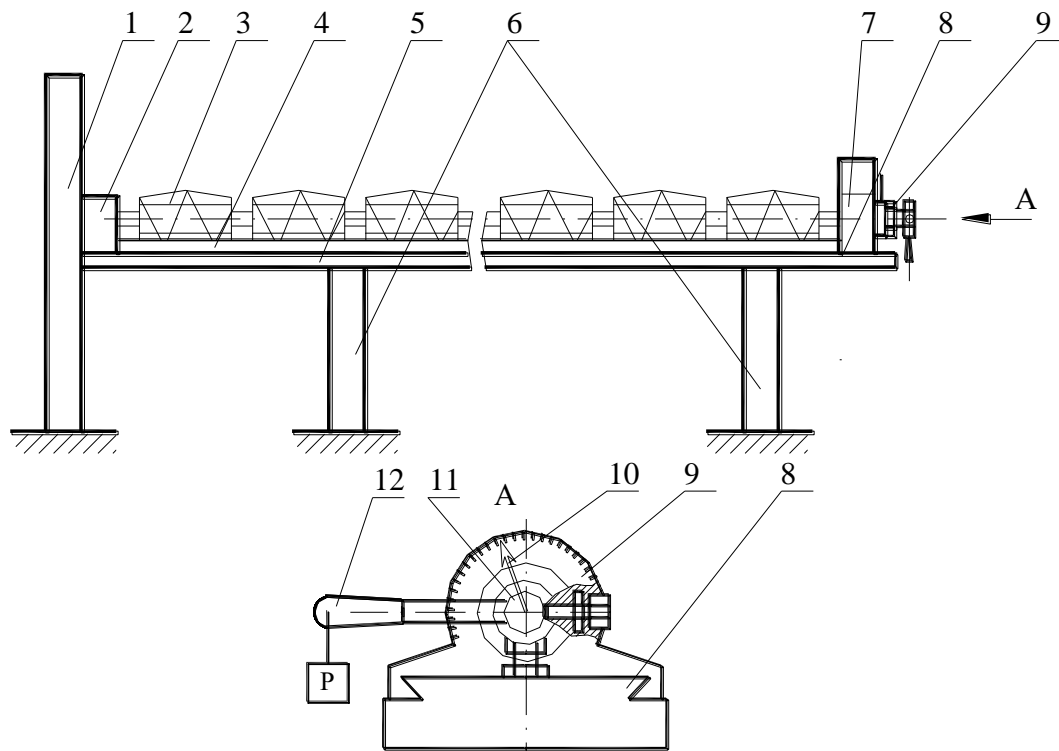


Рис. 3.17. Стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів гнучкого гвинтового конвеєра

Рівняння номінальних розмірів шарнірного механізму (рис. 3.18) з визначення максимального і мінімального зазорів δ (знос антифрикційної втулки за внутрішнім діаметром) має вигляд:

$$\begin{cases} \delta_{max} = D_{\epsilon} / 2 - h_{\epsilon min} - d_{n ном} / 2 \\ \delta_{min} = D_{\epsilon} / 2 - h_{\epsilon max} - d_{n ном} / 2 \end{cases} \quad (3.13)$$

де D_{ϵ} – зовнішній діаметр антифрикційної втулки; $h_{\epsilon max}$ і $h_{\epsilon min}$ – відповідно максимальна і мінімальна товщина стінок втулки; $d_{n ном}$ – номінальний діаметр циліндричного пальця.

Максимальний кут закручування для робочого органу довжиною n секцій становить:

$$tg\theta = \frac{\delta_{max}}{l_n / 2} \cdot 2n, \quad (3.14)$$

де n – кількість секцій, l_n – довжина циліндричного пальця.

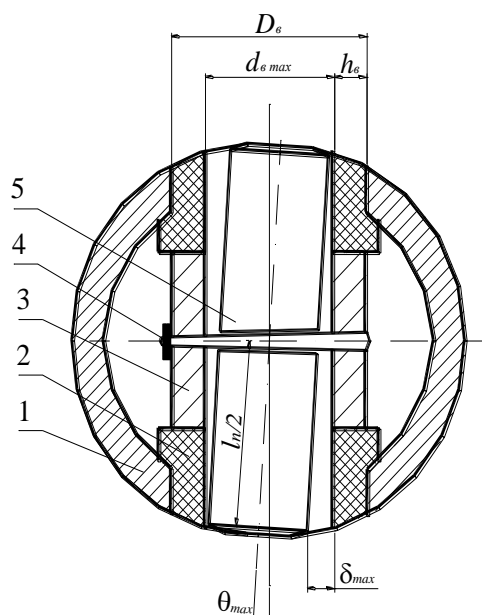


Рис.3.18. Розрахункова схема шарнірного з'єднання гвинтових секцій: 1 - циліндрична втулка; 2 - антифрикційна втулка; 3 - квадратний валець; 4 - штифт; 5 - циліндричний палець

Враховуючи те, що довжина стандартних гнучких кожухів в яких працюють гвинтові робочі органи, становить 6 м, то для перевірки кута закручування робочого органу (величини зносу антифрикційної втулки) досліджувались робочі органи загальною довжиною 6 м.

Результати вимірювання кута закручування наведені на рис. 3.19.

Встановлено, що кут закручування θ для різних робочих органів загальною довжиною 6 м не перевищував 25° , що є меншим за гранично допустиме значення $\theta = 35^\circ$ за умови експлуатаційної надійності.

Необхідно зауважити, що результати випробувань на даному стенді мають відносний характер і можуть бути використані для встановлення раціональних схем і конструктивних параметрів досліджуваних ГРО.

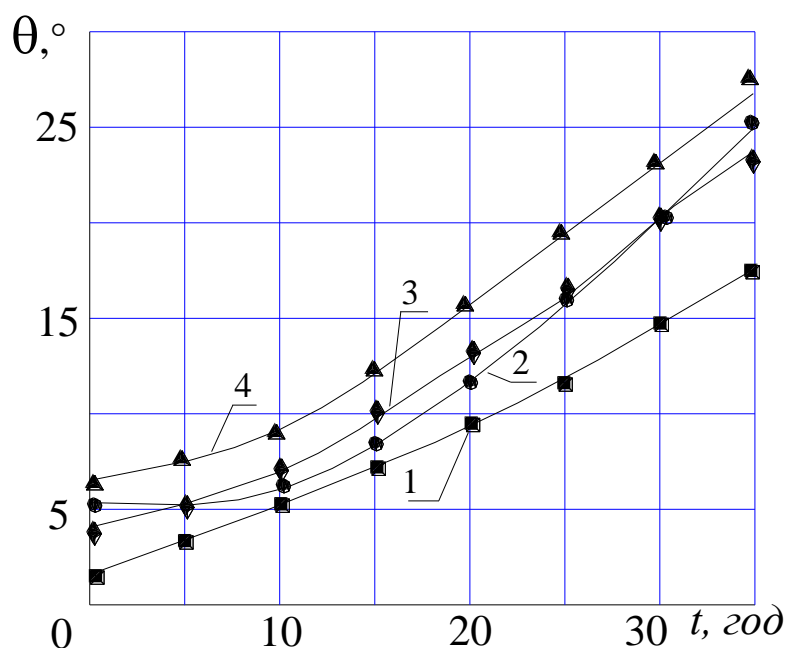


Рис. 3.19. Залежність кута закручування θ робочого органу від часу роботи при: 1) $D = 75$ мм; $l = 100$ мм; 2) $D = 75$ мм; $l = 120$ мм; 3) $D = 100$ мм; $l = 100$ мм; 4) $D = 100$ мм; $l = 120$ мм

3.5. Конструкція завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра і результати її статичних досліджень

Одним з найважливіших критеріїв роботи ГГК є продуктивність, максимум якої можна забезпечити оптимальним завантаженням через бункери або насадки [38]. При цьому слід враховувати, що процес транспортування ГГК часто супроводжується перевантаженнями. Для вирішення цієї проблеми в завантажувальних магістралях ГГК розроблено конструкцію завантажувально-захисної насадки (рис. 3.20). Вона містить наконечник 1, що кріпиться в гнучкому кожусі 5 завантажувальної магістралі ГГК. Наприкінці спіралі 3 на її зовнішній контурі розміщено втулку 4. При перевантаженні магістралі та розтягуванні спіралі 3 проходить її осьове зміщення в сторону наконечника 1, що забезпечує часткове перекривання отворів просипання 6, зменшуючи, тим самим, завантаження ГГК [28].

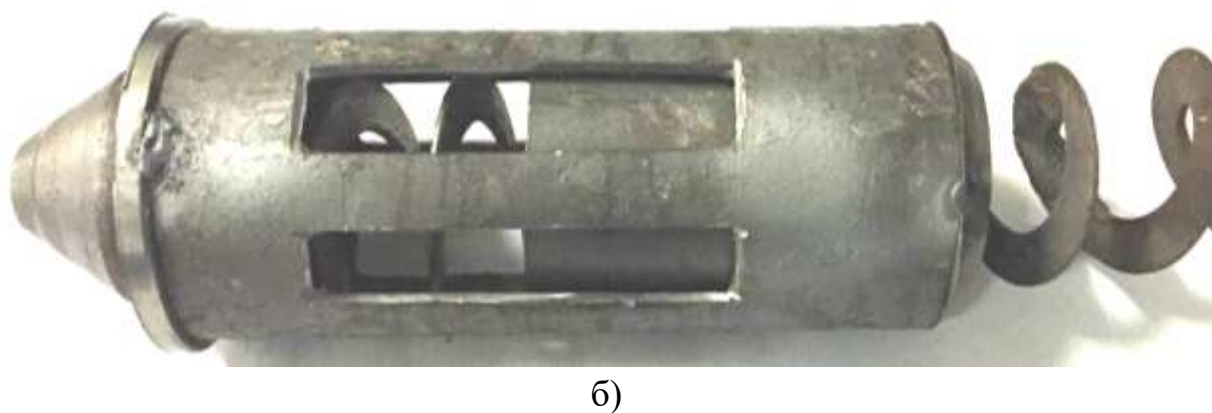
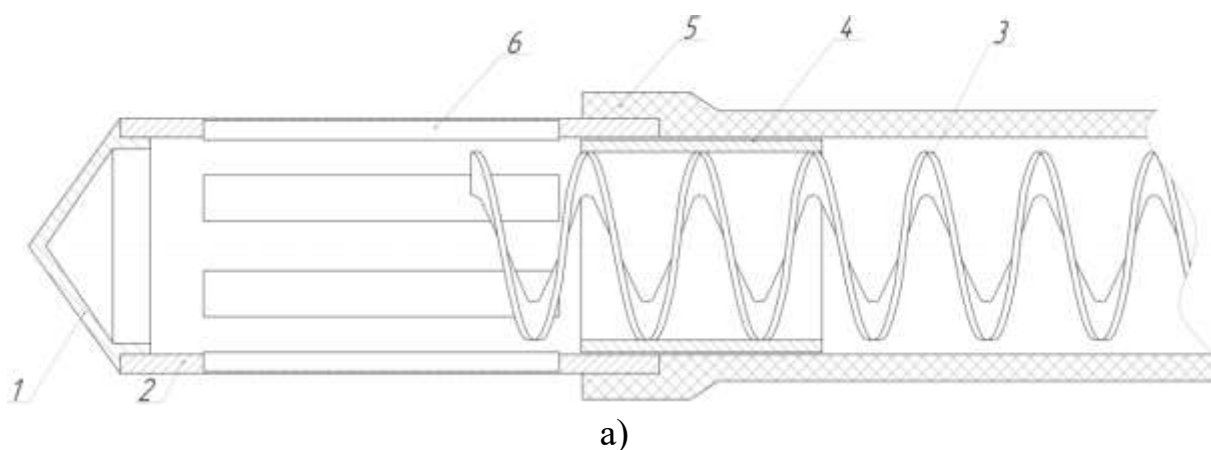


Рис. 3.20. Завантажувально-захисна насадка гнучкого гвинтового конвеєра:
а) конструктивна схема; б) загальний вигляд

Експериментальні дослідження завантажувально-захисної насадки ГГК передбачали проведення статичних випробувань видовження спіралі під навантаженням з метою встановлення взаємозв'язку між її деформаційно-силовими та конструктивними параметрами. Для ефективного завантаження магістралей ГГК і їх захисту від перевантажень розроблено завантажувально-захисну насадку (рис. 3.20), яка при перевантаженні магістралі та розтягуванні гнучкої шнекової спіралі і її осьовому зміщенню в сторону насадки забезпечує часткове перекривання отворів просипання, зменшуючи, тим самим, завантаження ГГК. Відповідно нами проведено дослідження, які передбачали визначення довжини видовження шнекової спіралі (довжина шнека $L = 1$ м, висота витка спіралі $b = 16$ мм, товщина спіралі $h = 3$ мм, зовнішній діаметр спіралі $D_1 = 68$ мм; $D_2 = 98$ мм; крок спіралі $t_{\text{крок1}} = 59$ мм; $t_{\text{крок2}} = 85$ мм) під дією вантажу. Методика проведення експериментів наступна. Для визначення величини видовження спіраль жорстко кріпилася у верхньому кінці до нерухомого кронштейна, а нижній кінець навантажувався гирями відповідної маси (рис. 3.21 і рис. 3.22). При проведенні досліджень величину відносного видовження шнекової спіралі фіксували з допомогою лінійки. Експеримент проводили в десятикратній повторюваності.



Рис. 3.21. Загальний вигляд навантаженої спіралі



Рис. 3.22. Вантажі, що використовувались при виконання досліджень

При проведенні досліджень враховувалось, що при максимальному заповненні внутрішнього простору магістралі ($D_{max} = 100$ мм, $L = 1$ м, коефіцієнт завантаження $\varphi = 0,5$) різними матеріалами з різною густиною (сіль, пісок, зернові) маса матеріалу, яка знаходиться в цьому об'ємі, коливатиметься від 1 кг до 8,6 кг.

За результатами досліджень встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі ГГК (рис. 3.23) є прямолінійною, і якщо даний тип насадки використовувати на практиці, то вона буде ефективно регулювати зазори просипання до завантажувальних магістралей ГГК для різних матеріалів з різною густиною забезпечуючи захист ГГРО від перевантажень. Якщо враховувати видовження спіралі довжиною 4 – 6 м (раціональні конструктивні розміри завантажувальних магістралей ГГК), то воно при транспортуванні різних матеріалів різними типами спіралей коливатиметься приблизно в межах від 10 до 150 мм. Відповідно можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри насадок слід підбирати індивідуально.

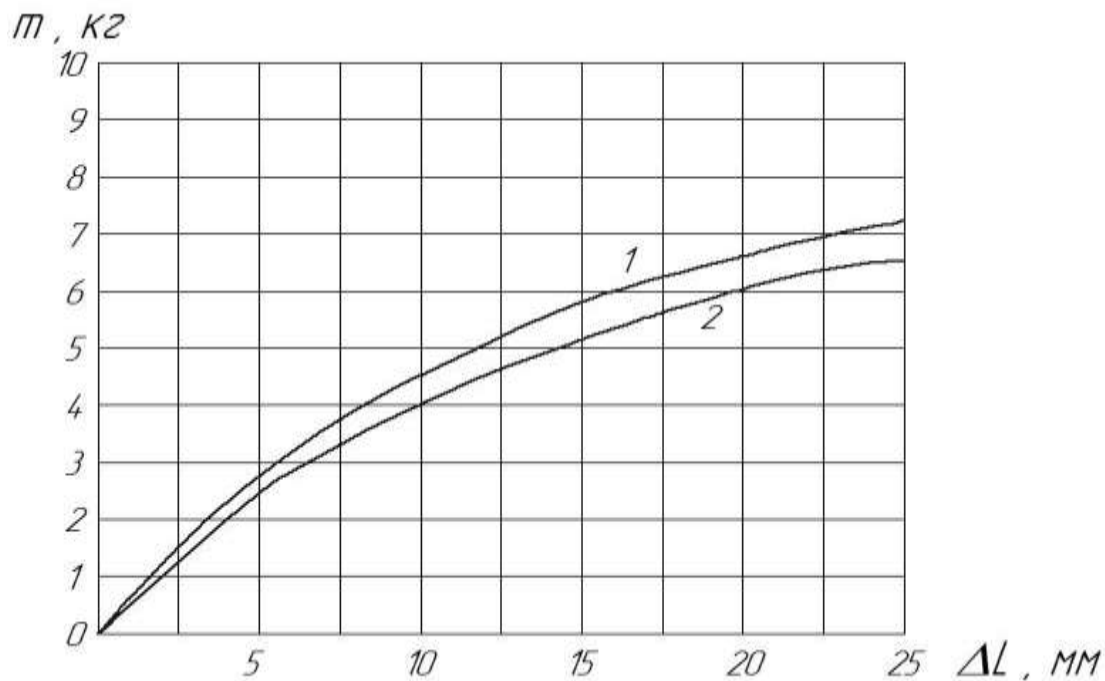


Рис. 3.23. Залежність величини відносного видовження спіралі ΔL від маси приклеєного вантажу m при діаметрі спіралі: 1 – $D_1 = 68$ мм; 2 – $D_2 = 98$ мм

РОЗДІЛ 4

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

4.1. Технологічність конструкцій гвинтових секційних робочих органів

Гнучкі гвинтові транспортери поряд із певними недоліками, а саме: можливість транспортування лише пиловидних, порошкових та дрібнозернистих матеріалів на відносно невеликі довжини з відносно невисокою продуктивністю, мають значні переваги над іншими транспортними засобами: можливість утворення довільних просторових трас транспортування; невисоку матеріаломісткість і складність конструкції; простоту і обслуговуванні та ремонті; низьку собівартість виготовлення та експлуатації; герметичність конструкції, що при транспортуванні агресивних і шкідливих речовин мінімізує вплив на навколишнє середовище [20].

Домінуючими факторами, що впливають на проектування ГГК, є:

- специфіка призначення і універсальність використання;
- вимоги транспортування продуктів;
- властивості перевантажуваних продуктів;
- технологічні особливості процесів і матеріалів, які використовуються для виготовлення гвинтових механізмів;
- забезпечення простоти при збільшенні частки уніфікованих елементів та мінімізації їх загальної кількості в конструкції;
- вимоги до експлуатаційної готовності, габаритів і ваги;
- вимоги до обслуговування, його простоти;
- забезпечення низької собівартості виготовлення та високої економічності експлуатації;
- вимоги до якості, в тому числі терміну служби, надійності;
- вимоги до безпеки експлуатації;
- забезпечення високих ергономічних характеристик, врахування естетичних вимог і конструктивна наслідуваність.

Основні вимоги до гвинтових робочих органів (ГРО) є наступними:

- відповідність функціональному призначенню;
- пружність і міцність на кручення та згинання;
- довговічність, опір корозії та спрацюванню.

Шнеки виготовляють з легованих конструкційних сталей, пластмас, гуми тощо у вигляді суцільних та секційних ГРО. У відповідності із технологічним призначенням робочі поверхні можуть підлягати хромуванню, нікелюванню та нанесенню інших гальванічних покриттів.

Конструктивні параметри ГГК напряду залежать від технології їх виготовлення й особливо це стосується ГРО. В результаті аналізу конструкцій ГРО ГГК і технологій їх виготовлення встановлений великий розрив в сторону заниження можливостей матеріалів як по граничних деформаціях, так і по коефіцієнту використання матеріалу, якості обробки тощо.

Граничні деформації також не повністю використовуються і при навиванні мінімальних діаметрів. У цьому випадку значення внутрішнього діаметра можна знизити до 8 мм і менше, що забезпечить зменшення маси деталі на 15 – 30 %, а в окремих випадках навіть більше.

Із необхідністю збільшення продуктивності ГГК постає питання про збільшення габаритів самих шнеків. Проте отримати шнеки більших розмірів можна лише способами штампування та зварювання спіралей і виготовлення спіралей з плоских заготовок, які є досить витратними і нетехнологічними (можуть використовуватись лише в одиничному і дрібносерійному виробництві). Тому на часі є розробка продуктивних технологій виготовлення спіралей із пластмасових заготовок, гумових матеріалів та комбінованих гвинтів із кількох елементів.

Основні вимоги до технологічності конструкцій гнучких гвинтових секційних робочих органів (рис. 4.1) є наступні:

1. Враховуючи необхідність завантаження і розвантаження окремих магістралей при перевезенні та монтажі двома працівниками, а також переміщення завантажувальної чи розвантажувальної магістралей одним

оператором в процесі роботи конвеєра, маса 6-ти метрової магістралі (згідно з нормативно-правовими актами з охорони праці - п. 12.1.8 НПАОП 52.0-1.01-96 та п. 10.6.4 НПАОП 63.12-1.03-96) не повинна перевищувати:

- для шнеків діаметром 75 мм - 70 кг;
- для шнеків діаметром 100 мм - 90 кг;
- для шнеків діаметром 125 мм - 100 кг;

2. Враховуючи необхідність забезпечення процесу транспортування по криволінійних траєкторіях радіус згину магістралі для шарнірних гвинтових секційних робочих органів не повинен бути більшим:

- для шнеків діаметром 75 мм – 1,5 м;
- для шнеків діаметром 100 мм - 2 м;
- для шнеків діаметром 125 мм – 2,5 м.

Виходячи з цього при проектуванні секційних ГРО слід враховувати наступне:

1. Довжина гвинтової секції залежить від кута можливого згину, утворюваного в секційному з'єднанні, та еластичності кожуха.

2. Маса окремої секції шнека залежить від довжини магістралі й не повинна перевищувати граничної величини.

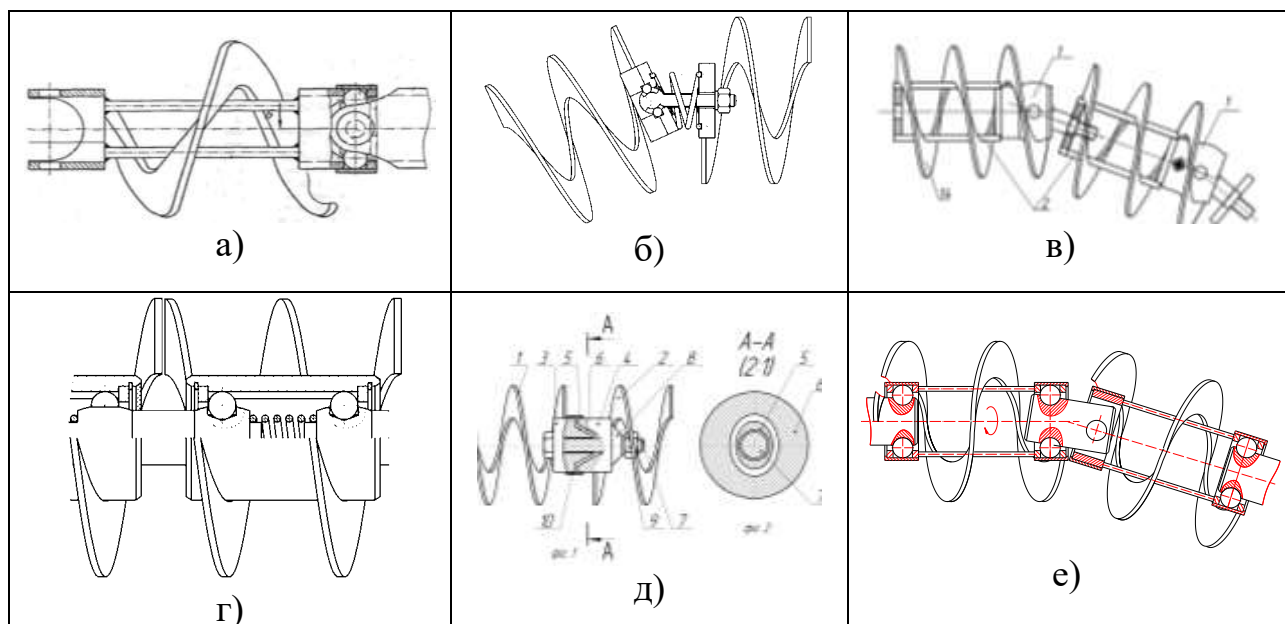


Рис. 4.1. Варіанти конструкцій гнучких гвинтових секційних робочих органів: а), в), е) - шарнірні; б), г), д) – запобіжні

При проектуванні ГГК і їх робочих органів керуються ДСТУ 2672-94, ДСТУ 2763-94, ДСТУ 3278-95, ДСТУ 3973-2000, ДСТУ 3974-2000, ДСТУ ГОСТ 2.601:2006, ДСТУ ГОСТ 2.001:2006, які встановлюють загальні технічні вимоги до гвинтових механізмів, визначають правила виконання науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, систему розроблення та поставлення продукції на виробництво, єдину систему конструкторської документації.

Існує значне різноманіття вимог до технологічного формування конструктивних параметрів гвинтових деталей. Основні показники технологічності та конструктивної складності виготовлення гвинтових деталей представлено в таблиці 4.1 [10].

Таблиця 4.1

Основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей

№ з/п	Показники технологічності	Аналітичний зміст показника	Зміст складових параметрів
1	2	3	4
1.	Коефіцієнт використання матеріалу	$K = \frac{M_d}{M_3}$	M_d – маса деталі; M_3 – маса заготовки
2.	Коефіцієнт нерівномірності витягування стрічки за зовнішнім і внутрішнім краями спіралі	$\psi = \frac{(r_0 + B)}{r_0}$	r_0 - радіус спіралі за внутрішнім краєм; B – ширина стрічки
3.	Коефіцієнт кроку спіралі ГЗ	$K_T = T / (r_0 + B)$	T - крок спіралі
4.	Питома висота витка	$b' = B / H$	H - товщина витка
5.	Відносний радіус згину спіралі	$r' = r_0 / B$	
6.	Радіус нейтрального шару деформації витка	$\rho_0 = \sqrt{r_0^2 + Br_0}$	
7.	Відносна товщина спіралі	$\delta_h = 1 / b'$	

1	2	3	4
8.	Відносне видовження спіралі	$\delta_{5np} = 0,5(\sqrt{\psi} - 1)$	
9.	Стійкість смуги у процесі формоутворення ГЗ: - коефіцієнт стійкості стрічки у процесі згину; - величина критичного зусилля згину стрічки; - коеф. стійкості вальцювання; - коефіцієнт стійкості для операції розгину спіралі на крок	$K_{y.u} = \delta_h^3(\psi - 1)$ $P_{кр}$ $K_c = \frac{T\delta_h}{D\psi}$ $K_{y.p} = \left[\frac{\delta B^2}{T^2(\psi - 1)} \right]$	D – зовнішній діаметр спіралі
10.	Коефіцієнт технологічної складності виготовлення НЗ	$K_{mc} = (\psi - 1)^x K_e$	x – показник степеня функції; K _e – коефіцієнт
11.	Зведена висота НЗ	$b_{зв} = (\Psi - 1)^x K_e b'$	

Здійснювати відпрацювання конструкції ГГК на технологічність рекомендують у наступному порядку. Спочатку потрібно підібрати і проаналізувати вихідні матеріали, необхідні для аналізу технологічності конструкції. Далі слід уточнити обсяг випуску, тип і характер виробництва, проаналізувати показники технологічності проектованої деталі, вузла або машини, а потім розробити заходи з їх покращення.

На стадії відпрацювання конструкції ГГК на виробничу технологічність проводиться відпрацювання на технологічність гвинтової стрічки, яка відноситься до оригінальних деталей з підвищеною технологічною складністю і трудомісткістю виготовлення. Для дослідження технологічності конструкції секційного ГРО необхідно проаналізувати найпрогресивніші технологічні процеси їх виготовлення, зробити порівняння і вибрати найбільш економічний і ефективний. При відпрацьовуванні конструкції гвинтових секційних робочих органів на технологічність слід урахувати три групи вимог:

- до складу складальної одиниці - вона повинна розділятися на раціональне число складових частин з урахуванням принципу агрегування;

- до конструкції з'єднань складових частин - конструкція повинна забезпечувати можливість компонування зі стандартних виробів і уніфікованих частин;

- до точності й методу складання - складання секції не повинно обумовлювати застосування складного технологічного оснащення.

При виготовленні головного елемента секційного ГРО - гвинтової стрічки, необхідно розглянути, проаналізувати й вибрати один із основних способів її виготовлення із заданими конструктивними параметрами, які представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Технологічна характеристика конструктивних параметрів гвинтових деталей виготовлених різними способами

№ п/п	Спосіб формоутворення	Коефіцієнт використання матеріалу, К	Питома висота витка, b'
1	2	3	4
1.	Штампування	0,4 – 0,5	Необмежена
2.	Прокатування з прямокутних заготовок	0,55 – 0,98	≤ 3
3	Прокатування з трапецієвидних заготовок	0,55 – 0,98	$\leq 3,5$
4	Прокатування з круглого прокату	0,55 – 0,98	$\leq 1,5$
5.	Навивання гвинтових деталей по внутрішньому торцевому профілю з прямокутних заготовок	0,9 – 1,0	2 – 16
6.	Навивання гвинтових деталей по внутрішньому торцевому профілю з трапецієвидних заготовок	0,9 – 1,0	2 – 21
7.	Навивання по внутрішньому торцевому профілю з круглого прокату	0,9 – 1,0	0,8 – 3

1	2	3	4
8.	Навивання гвинтових деталей із заготовок з вирізом по внутрішньому діаметрі	0,85 - 0,95	15 - 30
9.	Навивання гвинтових деталей по зовнішньому торцевому профілю з прямокутних заготовок	0,9 – 1,0	2 - 19
10.	Навивання по зовнішньому торцевому профілю з круглого прокату	0,9 – 1,0	0,8 – 3,4
11.	Навивання гвинтових деталей із заготовок з вирізом по зовнішньому діаметрі	0,5 – 0,9	15 - 30

Технологія виготовлення секційних ГРО ГГК, і, зокрема, гвинтових стрічок, суттєво впливає на зміну їх конструктивних параметрів і техніко-економічні показники. Виготовлення спіралей штампуванням кілець з наступним формуванням витка і зварювання у спіраль, прокатуванням на спеціальних прокатних станах чи навиванням із смугових заготовок на ребро забезпечують одержання конструктивних параметрів гвинтових деталей, що можуть бути отримані лише за використання конкретного методу.

Конструктивні особливості ГГК напряду залежать від їх призначення, а враховуючи, що основним їх елементом є ГРО, то способи отримання і забезпечення необхідних конструктивних параметрів шнеків являються надважливою проблемою при проектуванні ГГК.

На стадії технічного проекту формується конструкція ГГК і його складальних вузлів, визначається конструктивна форма всіх деталей, завантажувальних пристроїв, робочого органу, приводу тощо. Правильний вибір форми поверхні спіралі усуває появу й утворення так званої «мертвої зони», яка може виникати в процесі захоплення й транспортування матеріалів у ГГК. На цьому етапі роботи вирішуються питання технологічності способів одержання заготовок, особливо у випадку їх отримання для навивання спіралей профільної форми, а також проводиться вибір технологічних процесів обробки

деталей та складання вузлів і самого ГГК. Також на цій стадії вибирається оптимальна конструкція завантажувального пристрою, яка визначається продуктивністю ГГК та умовою забезпечення процесу самовільного витікання (просипання) сипких вантажів у зону транспортування. Ця вимога задовольняється шляхом вибору кута нахилу направляючих стінок бункера більшим за кут природного укосу транспортованого матеріалу, що визначається виходячи з його реологічних властивостей.

У процесі розробки робочої документації визначаються питання технологічності конструкції та собівартості виготовлення кожної деталі й складальної одиниці з врахуванням технічних вимог до їх виготовлення. Важливим етапом забезпечення технологічності ГГК є зменшення кількості складових частин в його конструкції. Це дозволяє зменшити імовірність відмови ГГК та підвищити термін його служби. Також при проектуванні гвинтових механізмів доцільно використовувати максимальну кількість стандартних деталей та складальних одиниць, що дозволяє забезпечувати виготовлення ГГК високої якості, експлуатаційної надійності та довговічності. Такі ГГК характеризуються низькою трудомісткістю виготовлення та технологічною собівартістю.

Необхідно відмітити, що з вибором матеріалів для виготовлення гвинтової спіралі зі сталі для виготовлення секцій ГРО накладаються певні обмеження. Так використання високоякісних сталей обмежено у серійному та масовому виробництві через складність операції формоутворення гвинтової спіралі та високої собівартості заготовки. Тому доцільно проводити пошук альтернативних тріанів конструктивних рішень секційних ГРО з врахуванням можливого використання різноманітних дешевих матеріалів, які можуть у достатній мірі задовольняти поставлені вимоги до надійності, довговічності та ремонтпридатності проєктованих секційних ГРО.

4.2. Розробка інженерної методики проектування гнучких гвинтових конвеєрів із секційними робочими органами

Запропонована методика розрахунку гвинтових перевантажувальних механізмів базується на основних положеннях, викладених в працях [8, 23-25, 35].

У виборі конструктивних та експлуатаційних параметрів ГРО ГГК доцільно користуватись основними положеннями теорії подібності з метою поширення отриманих результатів дослідних зразків на всі типорозміри робочих органів. Основними критеріями кінематичної та динамічної подібності гнучких ГГК є такі безрозмірні величини: коефіцієнт швидкості гвинтового механізму $k_{ув} = \omega^2 D / (2g)$, де ω – кутова швидкість робочого органу, D – зовнішній діаметр робочого органу, коефіцієнт кроку гвинтової стрічки $k_s = P / D$, де P – крок гвинтової стрічки, коефіцієнт заповнення конвеєра φ ; коефіцієнт розміщення магістралі k_n [23, 24].

Вихідними даними для проектування ГГК є його продуктивність, тип, вид вантажу, який перевантажується, і його характеристики – густина, коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя, кут природнього відкосу, а також довжина і кут нахилу магістралі перевантаження.

Після аналізу вихідних даних згідно рекомендацій, приведених в [24], визначається коефіцієнт заповнення міжвиткового простору φ :

а) для робочих органів, які не мають проміжних опор:

- вертикальних - $\varphi = 0,3 - 0,4$;

- крутонахилених - $\varphi = 0,4 - 0,6$;

- горизонтальних і пологих - $\varphi = 0,5 - 0,7$.

б) для всіх гвинтових механізмів з проміжними опорами - $\varphi = 0,25 - 0,3$.

Далі в залежності від коефіцієнта зовнішнього тертя вантажу μ на основі даних [35] визначають коефіцієнт кроку гвинта k_s .

Для визначення оптимального кута нахилу гвинтової магістралі перевантаження β , який забезпечує оптимальні кінематичні параметри процесу

перевантаження був розроблений аналітичний підхід, який базується на взаємозв'язку осьової швидкості переміщення матеріальної частинки в гвинтовому робочому органі та осьової швидкості вантажу.

Відношення швидкості перевантаження при нахиленому шляху до швидкості при горизонтальному переміщенні [8]:

$$v = \frac{v_n}{v_{zop}} = \frac{P'(P + P'_{zop})}{P'_{zop}(P + P')} \quad (4.1)$$

Визначимо з цієї залежності приведенний крок гвинтової траєкторії вантажу:

$$P'_{zop}Pv + P'_{zop}P'v - P'P - P'P'_{zop} = 0;$$

$$P' = \frac{P'_{zop}Pv}{P'_{zop}(1-v) + P} \quad (4.2)$$

Враховуючи, що $P'/\pi d = tg\beta$, можна записати:

$$tg\beta = \frac{P'_{\bar{a}\bar{i}\bar{d}}v}{\pi D [P'_{\bar{a}\bar{i}\bar{d}}(1-v) + P]} = \frac{P'_{\bar{a}\bar{i}\bar{d}}/\pi D \times P/\pi D \times v}{P'_{\bar{a}\bar{i}\bar{d}}/\pi D (1-v) + P/\pi D} =$$

$$= \frac{P'_{\bar{a}\bar{i}\bar{d}}tg\alpha v / \pi D}{(P'_{\bar{a}\bar{i}\bar{d}}(1-v) / \pi D) + tg\alpha}, \quad (4.3)$$

де α - кут нахилу гвинтової поверхні по лінії переміщення центру мас:

$$\alpha = P/\pi D, \quad (4.4)$$

де P і D - відповідно крок і діаметр спіралі.

Враховуючи, що для горизонтального розміщення робочого органу:

$$tg\beta_{\bar{a}\bar{i}\bar{d}} = \frac{P}{\pi D} = \frac{\pi D - \mu P}{P + \mu \pi D} = \frac{1 - tg\varphi tg\alpha}{(tg\varphi + tg\alpha)} = \frac{1}{tg(\varphi + \alpha)}, \quad (4.5)$$

підставивши значення $tg\beta_{zop}$ і замінивши v на коефіцієнт впливу зовнішніх

умов k_3 , який залежить від швидкості перевантаження, отримаємо:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{P'_{\text{зоп}}}{\pi D} = \frac{k_3 \operatorname{tg}\alpha / \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\operatorname{tg}\alpha + (1 - k_3) / \operatorname{tg}(\alpha + \beta)} = \frac{k_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + (1 - k_3) \operatorname{ctg}\alpha}, \quad (4.6)$$

де φ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору, [8].

Коефіцієнт швидкохідності $k_{\text{ув}}$, який забезпечує мінімальні витрати на експлуатацію, визначається за формулою:

$$k_{\text{ув}} = \frac{\sin \alpha (1 + \operatorname{tg}\beta / \operatorname{tg}\alpha)^2}{[\mu_2 \cos(\alpha + \beta) + \mu_1 \sin(\alpha + \beta)]}, \quad (4.7)$$

де β - кут нахилу гвинтової магістралі перевантаження; α - кут нахилу гвинтової поверхні по лінії переміщення центрів мас; μ_1 та μ_2 - відповідно коефіцієнти тертя між матеріалом та поверхнями робочого органу і кожуха.

Кутова швидкість робочого органу визначається по залежності, приведеній в [23]:

$$\omega = (k_Q k_T \phi g^3 / Q)^{1/5}, \quad (4.8)$$

де k_Q - коефіцієнт напрямку вектора швидкості потоку:

$$k_Q = \operatorname{tg}\beta / (\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta) \sim 0,5 \dots 0,65; \quad (4.9)$$

де Q - продуктивність гвинтового механізму, $m^3/\text{год.}$; g - прискорення вільного падіння.

Подальший розрахунок оптимальних конструктивних параметрів гвинтового перевантажувального механізму проводиться по трьох альтернативних розрахункових схемах.

По першій з них визначальними є обмеження по продуктивності та пластичності:

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{8\pi^2 \phi_{\text{дон}}^2 Q / [k_T \phi \omega (\phi_{\text{дон}}^2 - 1) (\pi^2 + 1)]}; \\ d &= D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2 / (\pi \phi_{\text{дон}})}; \\ H &= \max\{H_{\text{min}}; (D - d) / \delta\}. \end{aligned} \quad (4.10)$$

де $\phi_{дон}$ – допустимий коефіцієнт нерівномірності витягування.

Одержані значення перевіряються на відповідність обмеженням:

$$H - H_{max} \leq 0. \quad (4.11)$$

Якщо вони не задовільняються, то переходять до розрахункової схеми, для якої визначальним є обмеження по стійкості:

$$H = H_{max}; \quad (4.12)$$

$$D = H_{max} [\sqrt[3]{1 + 8Q\delta / (k\phi H_{max} + 1)}] / (2\delta); \quad (4.13)$$

$$d = D - 2H_{max}. \quad (4.14)$$

Якщо параметри d , D , обчислені за попередніми схемами, не задовільняють умову:

$$2T_{кр} / (\pi[\tau_{кр}]) \leq 0, \quad (4.15)$$

то розрахунок проводиться за схемою, для якої вирішальним є обмеження опору крутному моменту.

Тоді параметр D визначається за ітераційною залежністю:

$$D_i = \sqrt{d^2 D_{i-1} + 8Q / (k\phi\omega)}. \quad (4.16)$$

Величина d знаходиться за наближеною формулою:

$$d = \sqrt{2M_{кр} / (\pi[\tau_n])}, \quad (4.17)$$

Як вихідні дані d , D тут використовуються будь-які із раніше обчислених значень. Використання залежностей тільки один раз ($i = 1$) дає практично точний результат. Параметр H , як і в першій розрахунковій схемі, приймається більшим із двох значень.

Одержані значення D , d , H в процесі розрахунку приводяться у відповідність з вимогами стандартів.

Після визначення основних конструктивних параметрів гвинтового конвеєра, проводиться силовий розрахунок конвеєра, який виконується по

загальноприйнятій методиці, викладеній в [24].

Визначається швидкість осьового переміщення вантажу:

$$V = \frac{Q}{900\pi(D^2 - d^2)\rho G c_o} \text{ (м/с)}, \quad (4.18)$$

де Q - продуктивність ГПМ, $m/год.$; D - зовнішній діаметр робочого органу, m ; d - діаметр внутрішньої робочого органу, m ; G -об'ємна вага вантажу, m/m^3 ; ρ - коефіцієнт заповнення міжвиткового простору; c_o - коефіцієнт, який враховує осипання вантажу через зазори між зовнішньою кромкою і кожухом ($c_o = 0.9...1$).

Колова швидкість зовнішньої кромки робочого органу визначається з залежності: $v = \mu D/2$.

Далі визначається вага транспортованого вантажу на 1 м довжини:

$$q = 250\pi(D^2 - d^2)\rho CG \text{ (Н/м)}, \quad (4.19)$$

де C - коефіцієнт, що враховує кут нахилу магістралі до горизонту β , визначається по даних згідно рекомендацій [23].

Для тихохідних гвинтових перевантажувальних механізмів осьова сила, що діє на робочий орган:

$$F_a = qL(\sin \gamma + \mu_2 \cos \beta) \text{ (Н)}, \quad (4.20)$$

де q - вага матеріалу на 1 м довжини, $H/м$; L - довжина магістралі, $м$; β - кут нахилу конвеєра, $град.$; μ_2 - коефіцієнт тертя транспортованого матеріалу з кожухом.

Для швидкохідних конвеєрів значення F_a уточнюється згідно рекомендацій, приведених в [8].

Крутний момент на валу гвинта від опору переміщення матеріалу по жолобу і тертя з гвинтом:

$$T = 0,5D_{CP}F_a \operatorname{tg}(\alpha + \mu_1) \text{ (Нм)}, \quad (4.21)$$

де $D_{cp} \approx 0.8D$; F_a - осьова сила, що діє на робочий орган; μ_1 - кут тертя транспортованого вантажу.

Вага робочого органу:

$$G_r = g_r L_r, \quad (4.22)$$

де q_r - вага 1м робочого органу; L_r - довжина робочого органу.

Колова сила на гвинті:

$$F = \frac{2T_1}{D} \text{ (Н)}. \quad (4.23)$$

Зусилля на радіальні підшипники [29]:

$$F = \sqrt{(G_B \cos \gamma)^2 + F^2} \text{ (Н)}. \quad (4.24)$$

Зусилля на підп'ятник: $F'_a = F_a + G_r \sin \gamma$ (Н).

Крутний момент на валу робочого органу від опору в підшипниках [23]:

$$T_2 = \frac{F_a \mu d_{cp}}{2} + \frac{F \mu d_r}{2} \text{ (Н·м)}, \quad (4.25)$$

де $\mu = 0,1$ - коефіцієнт тертя в підшипниках; $d_{cp} = 1,2d$ - середній діаметр п'яти; d - внутрішній діаметр робочого органу.

Повний крутний момент:

$$T = kT_1 + T_2 \text{ (Н·м)}, \quad (4.26)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від транспортованого матеріалу і приймається в межах $1,1-1,2$ для легкого, неабразивного, дрібнозернистого матеріалу, $1,2-1,4$ - для важкого, неабразивного, дрібнозернистого матеріалу, $1,8-2,0$ - для важкого, абразивного, великокускового.

Для переміщення вантажу по трасі необхідно виконати роботу на подолання сил його тертя до поверхонь спіралі $A1$ та кожуха $A2$ і роботу $A3$ піднімання на висоту h (для похилих і вертикальних конвесрів).

Крім цього, для надання масі вантажу швидкості транспортування і, відповідно, певного запасу кінематичної енергії витрачається робота [23]:

$$A4 = \frac{mv^2}{2} = \frac{Q\Delta t\omega^2 r_c^2 \sin^2 \alpha}{2 \sin^2(\alpha + \beta)}. \quad (4.27)$$

Сумарна робота на транспортування буде визначатись за формулою:

$$A = A1 + A2 + A3 + A4 + A5, \quad (4.28)$$

де $A5$ - робота, що витрачається на перемішування матеріалу.

В першому наближенні $A5 = A_n e^{-\vartheta(P-P_n)}$, де P_n - коефіцієнт, при якому спостерігається максимальне переміщення вантажу для горизонтальних $P_n=1,5..2,5$. A_n - робота переміщення при $P=P_n$; ϑ - коефіцієнт впливу швидкохідності.

Основні дві складові, порівняно із першими, невеликі і в практичних розрахунках можуть оцінюватися відповідними коефіцієнтами.

Елементарна робота за трьома складовими $A1, A2, A3$ для виділеного ΔV елементу визначається згідно відомих рекомендацій [8]. Маса виділеного елемента $\Delta m = (\rho_G Q / v_z) \Delta L$, де ρ_G - об'ємна вага вантажу.

Робота на піднімання вантажу Δm на висоту $H=L\sin\gamma$ за час Δt :

$$A3 = g\Delta m(dz / dt) = \Delta t\rho_G QL \sin \beta. \quad (4.29)$$

Розрахункову потужність для проектування конвеєра із врахуванням $A4$ і $A5$ та інших витрат визначають за залежністю:

$$N = k_i k_n k_h Q(Lk_{on1} + hk_{on2}), \quad (4.30)$$

де $k_i = 1,05...1,2$ - коефіцієнт подолання інерції у період пуску; $k_n = 1,05...1,4$ - коефіцієнт опору від перемішування вантажу; $k_h = 1...3$ - коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу магістралі; L і h - відповідно довжина переміщення та висота підйому вантажу; $k_{on} = 1,2...6,0$ - коефіцієнт опору переміщенню.

Розрахункова потужність двигуна:

$$N_d = \frac{kN}{\eta}, \quad (4.31)$$

де $k = 1,3...1,5$ - коефіцієнт перевантаження; $\eta = 0,7...0,9$ - коефіцієнт корисної дії механізму приводу.

Крім того, потужність на валу гвинтового механізму можна визначити по методиці, описаній в [24] як потужність, яка затрачається на подолання сил інерції, які виникають при зміні швидкості руху вантажу (в момент завантаження), подолання тертя вантажу по внутрішній поверхні кожуха, переміщення вантажу вздовж осі робочого органу і подолання тертя вантажу по гвинтовій поверхні робочого органу.

Згідно [24] крутний момент визначається за формулою:

$$T = \frac{N}{\omega} = \frac{30N}{\pi n}. \quad (4.32)$$

Визначаємо розрахункове передаточне число приводу $u = n / n'$, де n - асинхронна частота обертання вала двигуна, об/хв.; n' - фактична частота обертання гвинта, визначена раніше. Далі вибирається редуктор відповідно до значень P , n і u .

Відповідно до експериментальних розрахунків уточнюємо узагальнену формулу продуктивності запропонованого гвинтового ГГК:

$$Q = 0.45D^3 k_s k_c k_z n \varphi \rho, \quad (4.33)$$

де D – зовнішній діаметр секції робочого органу; $k_s = S/D$ – коефіцієнт кроку спіралі; k_c – коефіцієнт зменшення швидкості транспортування і продуктивності внаслідок перегину шляху (кута нахилу робочого органу); k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гвинтової секції (різниця медіального та торцевого діаметрів); n – частота обертання робочого органу; φ – коефіцієнт наповнення; ρ – густина транспортованого вантажу, т/м³.

Враховуючи положення магістралі а просторі, згідно методики [24] повна потужність на транспортування сипучого вантажу в загальному випадку комбінованого шляху з прямолінійними і криволінійними ділянками (кВт):

$$N_T = Q l_T C_{N_E}, \quad (4.34)$$

де l_T – повна довжина траси, м; $C_{N_E} = \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{l_T} C_{N_i} + \sum_{j=1}^n \frac{l_{kj}}{l_T} C_{N_{kj}}$ -еквівалентна питома енергоємність ГПМ, кВт·год/(кН·м); m, n – число прямолінійних і криволінійних ділянок; $l_T, C_{N_i}, l_{kj}, C_{N_{kj}}$ - довжини і питомі енергоємності прямолінійних і криволінійних ділянок (для прямолінійних конвеєрів $C_{N_E} = C_N i l_T = l$).

$$C_N = \sin \delta \left(1 + \frac{\mu_1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \mu_2 \left[\cos \beta + \frac{C_v}{\left(1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} \right)^2} \right] \times \left[\frac{1}{\sin \beta} + \mu_2 \cos \beta \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \right], \quad (4.35)$$

де $C_v = 0,56 \cdot 10^{-3} n^2 D$ – коефіцієнт, що залежить від швидкості; n – частота обертання робочого органу, об/хв.

Далі по рекомендаціях [23] проводимо розрахунок вала гвинта, вибір муфти і підшипників.

Вибір зазору z між спіраллю та кожухом залежить від характеристики вантажу та його зернистості. В ряді робіт вказується, що зміна величини z в певних межах суттєво не впливає на режим транспортування. Діапазон зміни цих інтервалів $z_1=(3<z<8)$; $z_2=(5<z<10)$; $z_3=(4<z<8)$; $z_4 \geq 2a$; де a – розмір частинки матеріалу.

Обертання великої кількості елементів гнучкого робочого органу із двома степенями вільності спричиняє його значні вібраційні коливання.

Особливо це стосується холостого режиму роботи, оскільки при перевантаженні сипучих матеріалів такі коливання в значній мірі гасяться робочим середовищем. При цьому з метою уникнення експлуатації конвеєра в біля резонансних режимах роботи важливо обійти частоти власних коливань багатомасової системи.

Враховуючи те, що основний рух мас є обертовий для оцінки власних коливань системи спростимо розрахункову схему, прийнявши такі припущення:

1. Нехтуємо лінійними та поперечними кутовими переміщеннями мас, враховуючи їх вплив приведеними жорсткостями зв'язків, що визначається експериментально.

2. Визначення динамічних параметрів системи проводимо для прямолінійного розміщення гвинтового конвеєра.

Згідно [36] під час збігання кутової швидкості ω і частоти власних коливань p ($\omega/p=1$) амплітуда змінної складової навантаження пружної ланки необмежено зростає, тобто у приводі виникає явище резонансу крутильних коливань. Отже, критичну кутову швидкість вала двигуна для розглянутої схеми приводу робочого органу можна знайти за виразом:

$$\omega_{KP} = p = \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}. \quad (4.36)$$

Для визначення моменту інерції гвинтового робочого органу розглянемо гвинтовий сектор об'ємом V і радіусом R . Шукана величина в цьому випадку буде:

$$J_2 = \int_m \rho^2 \partial m = \int_V \rho^2 \partial V = \gamma \int_r^R \left(H \frac{\theta}{2\pi} \sqrt{4\pi^2 \rho^2 + P^2} \right) \rho^2 \partial \rho, \quad (4.37)$$

де ρ - приведений радіус інерції; H - товщина стрічки, P - крок гвинтової стрічки.

Враховуючи те, що крок $P \leq R$, то після розкладу в степеневий ряд підкореневого виразу можна обмежитися двома членами полінома і відповідно:

$$\sqrt{4\pi^2 \rho^2 + P^2} = 2\pi\rho \left(1 + \frac{P^2}{8\pi^2 \rho^2} \right). \quad (4.38)$$

Отже, в першому наближенні момент інерції гвинтового профілю:

$$J_2 = k_p H \theta \int_r^R \rho^3 \left(1 + \frac{P^2}{8\pi^2 \rho^2} \right) d\rho = k_p H \theta \left[\frac{R^4 - r^4}{4} + \frac{P^2 (R^2 - r^2)}{16\pi^2} \right]. \quad (4.39)$$

де k_p – поправочний коефіцієнт, що враховує густину матеріалу робочого органу; H – товщина гвинтової стрічки; θ – кут закручування пружної ланки; P – крок секції робочого органу; R і r – відповідно зовнішній та внутрішній радіус робочого органу; ρ_n – приведений радіус інерції.

Враховуючи те, що $B = R - r$ і $D_c = R + r$, отримаємо:

$$J_2 = \frac{k_p \theta H \cdot B D_c}{4} \left[R^2 + r^2 + \frac{P^2}{4\pi^2} \right]. \quad (4.40)$$

Для спіралі, довжина якої рівна кроку:

$$J_2 = \frac{2\pi k_p H \cdot B D_c}{4} \left[R^2 + r^2 + \frac{P^2}{4\pi^2} \right]. \quad (4.41)$$

Для надійного запобігання резонансу крутильних коливань в приводі потрібно, щоб фактична кутова швидкість ω вала двигуна відрізнялась від критичної швидкості $\omega_{кр}$ не менш як на 30%.

Усунути умову появи резонансу крутильних коливань у приводі можна зміною крутильних жорсткостей окремих ланок або моментів інерції рухомих мас при заданій частоті обертання.

4.3. Інженерна методика розрахунку завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів

Проведенні теоретичні і експериментальні дослідження завантажувально-захисних насадок ГГК дозволяють отримати результати представити в більш простій формі для можливості їх використання при інженерному проектуванні.

За результатами експериментальних досліджень (розділ 3) встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі ГГК є прямолінійною, і якщо враховувати видовження спіралі довжиною 4–6 м (раціональні конструктивні розміри завантажувальних магістралей ГГК), то вона при транспортуванні різних матеріалів різними типами спіралей коливатиметься приблизно в межах від 10 до 150 мм. Відповідно можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри насадок слід підбирати індивідуально.

Вихідними даними для проектування ГГК є його тип (функціональне призначення згідно виконуваних операцій), продуктивність, характеристики транспортно-технологічного процесу, тип технологічного вантажу (густина, коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя, кут природного відкосу) тощо. Для забезпечення протікання нормального технологічного процесу транспортування гнучким гвинтовим конвеєром з втягуючою магістраллю необхідно визначати оптимальні геометричні розміри отворів просипання насадок. Продуктивність вивантаження відповідно рівна продуктивності завантаження сипкого матеріалу, а тому для максимальної продуктивності конвеєра слід забезпечити його раціональне завантаження. Залежності для визначення продуктивності транспортування ГГК різних типів представлені в [8], а у випадку завантаження сипких вантажів через насадку в [38]. Провівши відповідні перетворення отримано залежності для визначення параметрів отворів просипання завантажувально-захисних насадок (рис. 3.20) для різних типів гнучких гвинтових конвеєрів (табл. 4.3). При цьому розрахункові формули виведені для різних видів отворів просипання (круглих, квадратних,

прямокутних) для врахування гідравлічного радіусу випускного отвору при розрахунку швидкості просипання сипкого матеріалу.

Таблиця 4.3

Залежності для визначення параметрів різних видів отворів просипання завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів різних типів

Тип ГГК	Розрахункова формула*
1	2
Гнучкий тихохідний:	
- з спіральним ГРО	$D_o = 5 \sqrt{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $a = 5 \sqrt{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з гофрованим ГРО	$D_o = 5 \sqrt{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_a^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $a = 5 \sqrt{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_a^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_a^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з секційним ГРО	$D_o = 5 \sqrt{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $a = 5 \sqrt{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$

1	2
Гнучкий швидкохідний:	
- з спіральним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з гофрованим ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_a^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_a^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_a^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з секційним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{i\bar{d}}^2}{k_\zeta^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$

*де D_o – діаметр отвору просипання; a – сторона квадрата отвору просипання; b і L – відповідно ширина і довжина отвору просипання; D – зовнішній діаметр шнека, м²; $k_s = p/D$ – коефіцієнт кроку спіралі, $k_s = 0,8 \dots 1,5$; p – крок спіралі; k_c – коефіцієнт зменшення швидкості транспортування і продуктивності внаслідок перегину шляху, $k_c = 0,8 \dots 1$; k_a – коефіцієнт, що враховує профіль гофр гвинтової спіралі, $k_a = 0,9 \dots 0,98$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гвинтової секції, $k_z = 0,85 \dots 0,95$; n – частота обертання робочого органу, об/хв.; φ – коефіцієнт наповнення ГГК; ρ – густина транспортованого вантажу, т/м³; ψ_{np} – коефіцієнт, що враховує відхилення осьової швидкості потоку.

Ширина отвору просипання насадки визначається із умови непотрапляння до магістралі кускового матеріалу, розміри якого можуть викликати заклинювання спіралі. Враховуючи можливі перекоси спіралі і зменшення її кроку на малих радіусах кривизни під час транспортування та виходячи із величини коефіцієнта кроку спіралі $k_s = p/D = 0,8 \dots 1,5$, ширина отвору просипання насадки b повинна становити $b = 0,7 \cdot p$ або $b = 0,56 D$ (при розрахунку слід приймати менше значення).

Задавшись відповідною шириною отвору просипання насадки b можна визначити його необхідну довжину L . Оскільки ширина і кількість отворів в циліндричній насадці взаємопов'язані (обмежені діаметром для циліндричної чи шириною периметру просипання для прямокутної насадки), то впливати на обсяг потрапляння сипкого вантажу до магістралі ГГК можна лише довжиною насадки. Для практичного використання при підборі основних конструктивних параметрів завантажувально-захисних насадок в залежності від величини раціонального потрапляння сипкого вантажу до магістралі ГГК та її захисту від потрапляння до неї сторонніх габаритних кускових предметів і з врахуванням обмежень по технологічному забиванню магістралі, запропоновано раціональну конструкцію насадки (рис. 4.4), в якій регулюється площа просипання в ручному і автоматичному режимах, і конструктивні параметри прямокутних отворів просипання для неї (табл. 4.4).

Таблиця 4.4

Конструктивні параметри отворів просипання завантажувально-захисної насадки

Діаметр насадки D , мм	Ширина отвору просипання насадки b , мм	Довжина отвору просипання насадки L , мм
70	20	300
	30	250
	40	200
100	20	350
	30	300
	40	250
130	20	400
	30	350
	40	300

Загалом для практичного використання досить важко передбачити необхідні конструктивні параметри насадок, оскільки ГГК використовуються в одиничному і дрібносерійному виробництві, а відтак при використанні однієї і тієї ж конструкції відбувається транспортування вантажів з різною густиною по різних криволінійних траєкторіях, що призводить до різного видовження спіралі і перекривання отворів просипання. Крім того, довжина отворів просипання, а відтак і всієї площі потрапляння вантажу до магістралі ГГК, обмежені габаритними розмірами насадки, які по діаметру обмежені зовнішнім діаметром спіралі, а по довжині не можуть бути габаритними (максимально до 350 мм). Відтак запропонована вдосконалена конструкція розробленої насадки [110], що зображена на рис. 4.2.а, дозволяє в кожному конкретному випадку регулювати процес завантаження регулювальною втулкою, а інша вдосконалена конструкція насадки, зображена на рис. 4.2.б, передбачає покривання отворів насадки захисною сіткою з квадратними отворами, що забезпечує захист ГГК від потрапляння до магістралі конвеєра сторонніх габаритних кускових предметів.

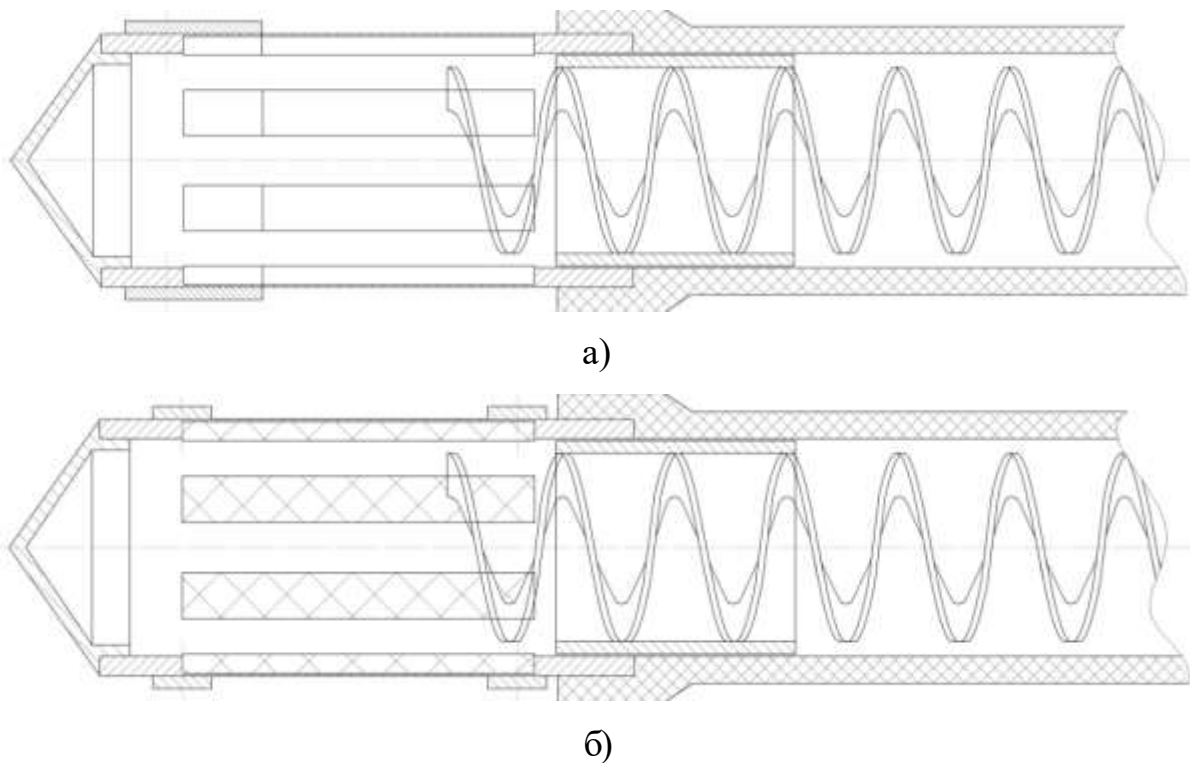


Рис. 4.2. Вдосконалені конструкції завантажувально-захисної насадки: а) позит. рішен. на вид. пат. України у 2018 03660; б) заявка на пат. України у 2018 03659

4.4. Оптимізація конструктивно-силових параметрів гвинтових заготовок секційних гнучких гвинтових робочих органів

За критерій якості при оптимізації параметрів заготовки виберемо комплексну величину, що має такі складові:

$$F = \alpha_1 m + \alpha_2 w + \frac{\alpha_3 T_0}{L_{\text{дет}}}, \quad (4.42)$$

де m – приведена матеріаломісткість заготовки одиничної довжини деталі; w – енергозатрати на виготовлення деталі одиничної довжини; T_0 – основний час виготовлення деталі; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коефіцієнти вагомості кожної з складових, приймаються за вартістю матеріалу, енергозатрат та машино- і людиногодин праці чи, при врахуванні особливостей технологічних процесів, згідно методу експертних оцінок; $L_{\text{дет}}$ – довжина деталі.

Приведена матеріаломісткість заготовки визначається за залежністю:

$$m = \pi \gamma \frac{D^2 - d^2}{4} \frac{L_{\text{заг}}}{L_{\text{дет}}} = \frac{\pi \gamma (2RB + B^2) L_3}{L_{\text{дет}}}, \quad (4.43)$$

де D та d – зовнішній та внутрішній діаметри заготовки; r – радіус оправи; B та $L_{\text{заг}}$ – ширина та довжина заготовки; γ – густина матеріалу заготовки.

Основний час обробки деталі одиничної довжини відповідає часу проходження відповідної заготовки через подаючий пристрій:

$$\frac{T_0}{L_{\text{дет}}} = \frac{(L_{\text{заг}} - \Delta L)}{V_{\text{заг}} L_{\text{дет}}} = \frac{(L_{\text{заг}} - \Delta L)}{\omega L_{\text{дет}} \sqrt{(r + B)r}}. \quad (4.44)$$

де ΔL – частина заготовки, що витрачається на защемлення кінця; $V_{\text{заг}}$ – швидкість подачі заготовки в обтискний ролик; ω – кутова швидкість обертання оправи.

Приведені енергозатрати w визначаються за залежністю:

$$w = \frac{NT_0}{L_{\text{дет}}} = \frac{kBH^2 (L_3 - \Delta L) \left(\sigma_{T_0} + \Pi \ln \sqrt{\frac{r + B}{r}} \right)}{4L_{\text{дет}} \sqrt{(r + B)r}}, \quad (4.45)$$

де N – потужність навивання; k – коефіцієнт, що залежить від радіусу згину та відносної товщини заготовки; H – товщина заготовки; σ_{T_0} та Π – відповідно екстрапольована границя плинності та модуль зміцнення матеріалу заготовки.

Відповідно цільову функцію можна записати у вигляді:

$$F = \alpha_1 \frac{\pi \gamma (2RB + B^2) L_{заг}}{L_{дем}} + \alpha_2 \frac{(L_{заг} - \Delta L)}{\omega L_{дем} \sqrt{(r+B)r}} + \alpha_3 \frac{kHB^2 (L_3 - \Delta L) \left(\sigma_{T_0} + \Pi \ln \sqrt{\frac{r+B}{r}} \right)}{L_{дем} \sqrt{(r+B)r}}, \quad (4.46)$$

Вплив інших факторів визначається з приведених залежностей. За незалежні змінні при оптимізації процесу навивання приймемо параметри: $x_1 = B$; $x_2 = H$; $x_3 = r$; $x_4 = \omega$; $x_5 = S_t$; $x_6 = L$, тобто ширину B та товщину H заготовки, радіус оправки r , та кутову швидкість її обертання під час навивання ω , подачу на крок S_t , та довжину заготовки L .

За технологічні обмеження приймемо наступні:

1. Стійкість смуги при формоутворенні буде при збереженні співвідношення:

$$\frac{B}{H} < b_H, \quad (4.47)$$

де b_H – відносна гранична висота профілю.

2. Допустимий коефіцієнт нерівномірності витягування не повинен перевищувати встановленої величини [9], обумовленого відносним видовженням δ_s при стандартному випробуванні:

$$\psi = \frac{L_2}{L_1} = \frac{r+B}{r} < \psi_{дон}, \quad (4.48)$$

де $\psi_{дон}$ – коефіцієнт нерівномірності витягування матеріалу при навиванні, $\psi_{дон} = 1 + 2\delta_s$.

3. Подача супорта на крок S_t повинна бути не більшою максимальної товщини стрічки:

$$S_t < H \sqrt{\frac{r+B}{r}}. \quad (4.49)$$

4. Подача супорта на крок повинна бути більшою товщини стрічки із величиною мінімального зазору:

$$S_t > H + \Delta H_{min}. \quad (4.50)$$

5. Швидкість навивання стрічки обмежується допустимим значенням V_{max} , встановленим експериментально [9]:

$$\omega \sqrt{(r+B)r} \leq V_{max}. \quad (4.51)$$

Конструктивні обмеження накладаються на параметри технологічного процесу, виходячи із необхідних розмірів сформованої заготовки.

6. За зовнішнім діаметром заготовки:

$$2(r+B) < D_\delta + \delta_3 = D'_\delta, \quad (4.52)$$

де D_δ – діаметр деталі; δ_3 – припуск на обробку, що включає величину відпружинення та допуски.

7. За мінімальною кількістю витків в заготовці і з умови забезпечення функціонального призначення:

$$\frac{L_{\delta em} \sqrt[4]{r}}{H \sqrt[4]{(r+B)}} = \frac{L_3 - \Delta L_3}{2\pi \sqrt{(r+B)r}} > n_{min}, \quad (4.53)$$

де n_{min} – мінімальна кількість витків в заготовці.

8. За довжиною деталі $L_{дет}$:

$$H_{max} \cdot \frac{L_3 - \Delta L_3}{2\pi r_{cp}} \geq L_{\delta em}, \quad \frac{H(L_3 - \Delta L_3)}{2\pi \sqrt[4]{r^3(r+B)}} \geq L_{\delta em}, \quad (4.54)$$

де ΔL_3 – технологічний припуск на обробку кінців заготовки (початковий підзатиск та вільний кінець).

9. Обмеження за внутрішнім діаметром заготовки:

$$r < \frac{d}{2} - \frac{\delta_d}{2}, \quad (4.55)$$

де δ_d – припуск на обробку з врахуванням величини відпружинення.

Обмеження на міцнісні властивості заготовки будуть такими:

10. Умова на забезпечення згинної міцності витка від нерівномірності моменту навантаження між витками:

$$\sigma = \frac{\Delta MG}{B^2 H} \leq [\sigma], \quad (4.56)$$

де ΔM – максимальна зміна моменту навантаження на довільних сусідніх витках; $[\sigma]$ – допустимі згинні навантаження між сусідніми витками.

11. Умова забезпечення стійкості пакету при технологічному навантаженні:

$$\frac{H^3 \sqrt{2rB + B^2}}{B^2} \leq \zeta F_{кр}, \quad (4.57)$$

де $F_{кр}$ – критичне радіальне навантаження із умови стійкості; ζ – коефіцієнт.

12. За потужністю навивання:

$$N = \frac{\sigma_3 B^2 H}{4} \omega \leq N_{вер}, \quad (4.58)$$

де N – потужність верстату.

13. За зусиллям навивання:

$$F = \frac{\delta_s HB^2}{K_p r} \leq F_{нідм}, \quad (4.59)$$

де $K_p = 0,3...0,5$ – коефіцієнт плеча прикладання сили.

14. За мінімальною кутовою швидкістю верстату:

$$\omega \geq \omega_{min} \quad (4.60)$$

Згідно прийнятих позначень запишемо умову задачі нелінійного програмування. Цільова функція буде:

$$F = \alpha_1 \frac{\pi\gamma(2x_1x_3 + x_1^2)x_6}{L_{dem}} + \alpha_2 \frac{(x_6 - \Delta L)}{x_4 L_{dem} \sqrt{(x_1 + x_3)x_3}} +$$

$$+ \alpha_3 \frac{kx_2x_1^2x_4(x_6 - \Delta L) \left(\sigma_{TO} + \Pi \ln \sqrt{\frac{x_3 + x_1}{x_3}} \right)}{L_{dem} \sqrt{(x_1 + x_3)x_3}} = \min, \quad (4.61)$$

Відповідно функції обмеження:

1. $f_1 = x_1 - b_1x_2 < 0$,
2. $f_2 = x_3 + x_1 - \psi_{don}x_3 \leq 0$,
3. $f_3 = x_5^4x_3 - x_2^4(x_3 + x_1) \leq 0$,
4. $f_4 = x_2 + \Delta H_{min} - x_5 \leq 0$,
5. $f_5 = x_4^2(x_3 + x_1)x_3 - V_{max}^2 \leq 0$,
6. $f_6 = x_3 + x_1 - D'_o / 2 \leq 0$,
7. $f_7 = c_7x_3(x_3 + x_1) - (x_6 - \Delta L) \leq 0$,
8. $f_8 = c_8x_3^3(x_3 + x_1) - (x_6 - \Delta L)^4 \leq 0$,
9. $f_9 = x_3 - d' / 2 \leq 0$,
10. $f_{10} = c_{10} - x_1^2x_2 \leq 0$,
11. $f_{11} = x_2^6(x_1 + 2x_3) - c_{11}x_1^3 \leq 0$,
12. $f_{12} = x_1^2x_2x_4 - c_{12} \leq 0$,
13. $f_{13} = x_1^2x_2 - c_{13}x_{13} \leq 0$,
14. $f_{14} = -x_4 + \omega_{min} \leq 0$

Тут $C_7 = (2\pi n_{min})^2$; $C_8 = (2\pi L_{dem})^4$; $C_{10} = \frac{G\Delta M}{[\sigma]}$; $C_{11} = \frac{P_{кр}}{\zeta}$; $C_{12} = 4N_{веп} / \sigma_s$;

$$C_{13} = P_{ном} / \sigma_s.$$

Використовуючи метод множників Лагранжа складаємо функцію Лагранжа:

$$\varphi = f_0 + \sum_{i=1}^{13} u_i f_i, \quad (4.63)$$

де $u_i > 0$.

Згідно умов Куна-Таккера цільову функцію мінімізуємо при $d\varphi(x, u) / dx_j = 0$ та $u_i f_i = 0$.

Визначаємо часткові похідні цільової функції:

$$\begin{aligned} \frac{dF}{dx_1} &= \frac{2\pi\alpha_1\gamma x_6(x_1 + x_3)}{L_{dem}} - \frac{\alpha_2 x_3(x_6 - \Delta L)}{2L_{dem}\sqrt{x_3^3(x_1 + x_3)^3}} + \\ &+ \frac{\alpha_3 k x_2 x_4(x_6 - \Delta L)\sigma_s}{L_{dem}\sqrt{x_3}} \left[\frac{2x_1}{\sqrt{x_1 + x_3}} - \frac{x_1^2}{2\sqrt{(x_1 + x_3)^3}} \right], \\ \frac{dF}{dx_2} &= \frac{\alpha_3 k x_1^2 x_4 \sigma_s}{L_{dem}\sqrt{x_3(x_1 + x_3)}}, \quad (4.64) \\ \frac{dF}{dx_3} &= \frac{2\pi\alpha_1 x_1 x_6}{L_{dem}} - \frac{\alpha_2(x_1 + 2x_3)}{2L_{dem}\sqrt{(x_1 + x_3)^3} x_3^3} - \frac{\alpha_3 k x_1^3 x_2 x_4(x_6 - \Delta L)\sigma_s(x_1 + 2x_3)}{2L_{dem}\sqrt{(x_1 + x_3)^3} x_3^3}, \\ \frac{dF}{dx_4} &= -\frac{\alpha_2(x_6 - \Delta L)}{x_4^2 L_{dem}\sqrt{(x_1 + x_3)} x_3}, \quad \frac{dF}{dx_5} = 0, \\ \frac{dF}{dx_6} &= \frac{\pi\alpha_1\gamma(2x_1 x_3 + x_3^2)}{L_{dem}} + \frac{\alpha_2 / x_4 + \alpha_3 k x_1^2 x_2 x_4 \sigma_s}{L_{dem}\sqrt{(x_1 + x_3)} x_3}, \end{aligned}$$

$$\text{де } \sigma_s = \sigma_{TO} + \Pi \ln \sqrt{\frac{r+B}{r}}.$$

Відповідно часткові похідні функції Лагранжа:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dx_1} &= \frac{df_0}{dx_1} + u_1 + u_2 - u_3 x_2^4 + u_5 x_4^2 x^3 + u_6 + u_7 c_7 x_3 - \\ &- 2u_{10} x_1 x_2 + u_{11} (x_2^6 - c_{11} x_1^3) + 2u_{12} x_1 x_2 x_4 + 2u_{13} x_1 x_2 = 0, \\ \frac{d\varphi}{dx_2} &= \frac{df_0}{dx_2} - u_1 b_1 - 4u_3 x_2^3 (x_3 + x_1) + u_4 - u_{10} x_1^2 + \\ &+ 6u_{11} x_2^5 (x_1 + 2x_3) + u_{12} x_1^2 x_4 + u_{13} x_1^2 = 0, \\ \frac{d\varphi}{dx_3} &= \frac{df_0}{dx_3} + u_2 (1 - \psi_{don}) + u_3 (x_5^4 - x_2^4) - u_5 x_4^2 (2x_3 + x_1) + u_6 + u_7 c_7 (2x_3 + x_1) + \\ &+ u_8 c_8 (4x_3^3 + 3x_1 x_3^2) + u_9 + 2u_{11} x_2^6 - u_{13} c_{13} = 0, \\ \frac{d\varphi}{dx_4} &= \frac{df_0}{dx_4} + 2u_5 x_4 (x_3 + x_1) x_3 + u_{12} x_1^2 x_2 - u_{14} = 0, \\ \frac{d\varphi}{dx_5} &= \frac{df_0}{dx_5} + 4u_3 x_3 x_5^3 - u_4 = 0, & \frac{d\varphi}{dx_6} &= \frac{df_0}{dx_6} - u_7 - u_8 = 0. \end{aligned} \tag{4.65}$$

Аналіз часткових похідних цільової змінної показує, що в межах зміни параметрів x_1, \dots, x_6 вони будуть:

$$\begin{aligned} \frac{dF}{dB} = \frac{dF}{dx_1} > 0; & \quad \frac{dF}{dH} = \frac{dF}{dx_2} > 0; & \quad \frac{dF}{dr} = \frac{dF}{dx_3} < 0; \\ \frac{dF}{d\omega} = \frac{dF}{dx_4} < 0; & \quad \frac{dF}{dS} = \frac{dF}{dx_5} = 0; & \quad \frac{dF}{dL_3} = \frac{dF}{dx_6} > 0. \end{aligned}$$

Можливі розв'язки які задовольняють умови Куна-Таккера та, відповідно, системи рівнянь можна звести до таких розрахункових схем.

В першу чергу шукають параметри $x_1 = B$; $x_2 = H$ та $x_3 = r$, які в системах можна виділити незалежно від інших параметрів.

1. Як показує практика, в більшості випадків визначальними є обмеження за коефіцієнтом нерівномірності та за зусиллям навивання. Система для

визначення граничних невідомих x_1, x_2, x_3 включатиме також обмеження за стійкістю 3:

$$\begin{cases} f_2 = 0; \\ f_{13} = 0; \\ f_6 = 0. \end{cases} \quad \begin{cases} x_1 - (\psi_{\text{дон}} - 1)x_3 = 0; \\ x_1^2 x_2 - c_{13} x_3 = 0; \\ x_1 - b_H x_2 = 0. \end{cases} \quad (4.66)$$

Розв'язком цієї системи є:

$$x_1 = B = \sqrt{\frac{b_H c_{13}}{\psi_{\text{дон}} - 1}}; \quad x_2 = H = \sqrt{\frac{c_{13}}{b_H (\psi_{\text{дон}} - 1)}}; \quad x_3 = r = \sqrt{b_h \left(\frac{c_{13}}{\psi_{\text{дон}} - 1} \right)^3}. \quad (4.67)$$

2. У випадку, коли діаметр заготовки є величиною чітко визначеною, то лімітуючим буде обмеження 6:

$$\begin{cases} x_1 + x_3 - \left(\frac{D + \delta_3}{2} \right) = 0; \\ x_1 + (\psi_{\text{дон}} - 1)x_3 = 0. \end{cases} \quad (4.68)$$

Звідси:

$$x_1 = B = \frac{(\psi_{\text{дон}} - 1)(D + \delta_3)}{2\psi_{\text{дон}}}, \quad x_3 = r = \frac{D + \delta_3}{2\psi_{\text{дон}}}. \quad (4.69)$$

Товщина витків $x_2 = H$ визначатиметься із одного з лімітуючих обмежень 1, 13, 11:

$$\begin{aligned} x_2 &= \frac{x_\Gamma}{b_H} = \frac{(\psi_{\text{дон}} - 1)(D + \delta_3)}{2b_H \psi_{\text{дон}}}, \\ x_2 &= \frac{c_{13} x_3}{x_1^2} = \frac{2c_{13} \psi_{\text{дон}}}{(\psi_{\text{дон}} - 1)(B + \delta_3)}, \\ x_2 &= \sqrt[6]{\frac{c_{11} x_1^3}{x_1 + 2x_3}} = \sqrt[6]{\frac{c_{11} (\psi_{\text{дон}} - 1)^3 (D + \delta_3)^2}{8(\psi_{\text{дон}} - 1) \psi_{\text{дон}}^2}}. \end{aligned} \quad (4.70)$$

3. Якщо лімітуючими є обмеження 1, 6 та 13 то параметри B, H, r визначають із системи:

$$\begin{cases} x_1 - b_H x_2 = 0; \\ x_1 + x_3 = \frac{D + \delta_3}{2}; \\ x_1^2 x_2 - c_{13} x_3 = 0. \end{cases} \quad (4.71)$$

Розв'язок системи відносно $x_1 = B$ приведе до рівняння:

$$x_1^3 + c_{13} b_H x_1 - \frac{c_{13} b_H (D + \delta_3)}{2} = 0. \quad (4.72)$$

Ітераційний розв'язок рівняння буде:

$$x_{1i} = \sqrt[3]{c_{13} b_H \left[\left(\frac{D + \delta_3}{2} \right) - x_{1(i-1)} \right]}. \quad (4.73)$$

Використовуючи за попередню ітерацію уже отримані залежності можемо вивести наближену формулу для визначення x_1 в цьому випадку:

$$x_1 = B = \sqrt[3]{\frac{c_{13} b_H (D + \delta_3)}{2 \psi_{don}}}. \quad (4.74)$$

Відповідно:

$$x_2 = H = \sqrt[3]{\frac{c_{13} (D + \delta_3)}{2 b_H^2 \psi_{don}}}, \quad (4.75)$$

$$x_3 = r = \sqrt[3]{\frac{c_{13} b_H (D + \delta_3)}{2 \psi_{don}}} + \frac{D + \delta_3}{2}. \quad (4.76)$$

4. У випадку, коли задані одночасно детерміновані розміри зовнішнього діаметру заготовки та діаметр оправки, то параметри x_1, x_2 та x_3 визначаються із обмежень 1,6,9:

$$\begin{cases} x_1 - b_H x_2 = 0; \\ x_1 + x_3 - \frac{D + \delta_3}{2} = 0; \\ x_3 - \frac{d - \delta_d}{2} = 0. \end{cases} \quad (4.77)$$

Звідси:

$$x_1 = B = D_0 - d + \delta_3 + \delta_d,$$

$$x_2 = H = \frac{B}{b_H} = \frac{D_0 - d + \delta_3 \delta_d}{b_H}, \quad x_3 = r = \frac{d - \delta_d}{2} \quad (4.78)$$

Кутова швидкість оправи визначається із обмеження 5, 12 чи 14, з яких вибираються менше із розрахункових значень:

$$\omega = \frac{V_{max}}{\sqrt{(r+B)r}}; \quad \omega = \frac{4N_{\text{веп}}}{\sigma_s B^2 H}; \quad \omega = \omega_{min}. \quad (4.79)$$

Подача притискного ролика вибирається відповідно даних обмеження в діапазоні:

$$H + \Delta H_{min} < S < H^4 \sqrt{(1+B/r)}, \quad (4.80)$$

і може прийматись крайньому верхньому значенню для випадку стабільного процесу навивання і нижньому при критичних значеннях b_H ($B/H > 12$).

Довжина заготовки вибирається із умови 9

$$L_3 = \pi^4 \sqrt{\frac{r^3(r+B)}{H}} L_{\text{дет}} + \Delta L_3. \quad (4.81)$$

Алгоритм визначення оптимальних параметрів передбачає почерговий перебір розрахункових залежностей і перевірку обмежень з наступним переходом до розрахункових залежностей для яких обмеження, що не задовільняються, вважались лімітуючими.

4.5. Економічне обґрунтування вибору транспортерів для перевантаження сипких вантажів по криволінійних траєкторіях

Розрахунок економічної ефективності транспортерів проводиться на основі порівняльного оцінювання конструкцій технічних засобів, що виконують схожі функції, шляхом співставлення їх ринкових цін, вартості експлуатації та втрат (пошкодження) сипких матеріалів при перевантаженні [19]. Якщо з оцінкою ринкової вартості конвеєрів не виникає проблем, як і з оцінкою експлуатаційних витрат, то з оцінкою втрат (пошкодженням) сипких матеріалів при перевантаженні є складності. Так, в одних випадках, коли пошкодження транспортованого матеріалу не впливає на його подальші характеристики (наприклад пісок, крихта, комбікорм), то цих втрати не існує й вони не враховуються. В іншому випадку, коли йдеться про пошкодження цінних продуктів при перевантаженні, вони бувають в десятки разів вищими за сукупну вартість (собівартість виготовлення чи ціну, вартість експлуатації, технічного огляду (ТО) та ремонту за весь термін функціонування) обраних транспортерів. В цьому випадку вибір конвеєрів необхідно здійснювати виходячи з найвищої якості забезпечення виконання транспортних операцій тих чи інших сипких матеріалів. Враховуючи те, що в багатьох випадках споживач купує транспортер з метою його універсального використання для перевантаження різноманітних сипких вантажів, модель вибору повинна забезпечувати максимальну ефективність відібраної конструкції із загальної сукупності альтернативних варіантів.

Для обґрунтування вибору конвеєрів для перевантаження сипких вантажів по криволінійних траєкторіях проведемо їх порівняльний техніко-економічний аналіз. До таких транспортерів можна віднести трубчасті скребкові, пневматичні, жорсткі складні (складаються з двох і більше перевантажувальних вузлів) та гнучкі гвинтові конвеєри. Розробляючи дану модель спочатку визначимо вартість цих конвеєрів.

Пневматичні та гнучкі гвинтові конвеєри для транспортування зерна широко представлені на вітчизняному ринку українських та інших виробників.

Зокрема на ринку реалізуються пневмотранспортери зерна ПТО-7.5, ПТО-11, ПТО-18.5, ПТО-15 (Проектно-конструкторське бюро «ПромСільПроект», Україна) вартістю від 15 тис. грн., Т – 378/1, Т – 378/2, Т – 207, Т – 207 (ПІ «Алексзернотех», Україна) вартістю від 60 тис. грн., фірми August (Польща) вартістю 3950 € без ПДВ, фірми Himel (ФРН) вартістю 6350 € без ПДВ. Також на ринку широко представлені гнучкі та жорсткі гвинтові конвеєри ВАТ «Технік» (Україна) вартістю від 7,1 тис. грн., Австрійської компанії Wildfellner GmbH (представник на вітчизняному ринку компанія «Європейські транспортні системи») вартістю від 20 тис. грн., «ВК-ГШ-50-AISI» (ООО «Трибор», Росія) вартістю від 12 тис. грн., та багато інших. Трубчасті скребкові конвеєри через свою складність використовуються значно рідше. Найширше вони використовуються в США, ФРН та ряді інших країн для транспортування зернових, і, особливо, кавових зерен. В Україні на даний час лише ведуться роботи по розробці та доведенню їх окремих конструкцій до практичного використання. Так, собівартість трубчастого скребкового конвеєра довжиною 6 м/п (потужність електродвигуна $N = 2,2$ кВт, внутрішній діаметр рівний 100 мм, серійне виробництво) становить 7200 грн. (вартість матеріалів і робіт на 01.01.2014р.), а з врахуванням 15% прибутку від собівартості та витрати на податки на додану вартість і прибуток відпускна ціна такого конвеєра на ринку становитиме 10170 грн.

При розрахунку конструкцій конвеєрів слід враховувати, що їх собівартість залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення окремих конструктивних елементів (КЕ), (приводів, редукторів, запобіжних чи пружних муфт, передач, робочих органів, жолобів, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних тощо), а також вартості складання самих конвеєрів.

Обґрунтуємо обсяги втрат, викликаних пошкодженням цінних продуктів при перевантаженні. Для прикладу розглянемо насіннєвий зерновий матеріал. Так при транспортуванні насіння жорсткими гвинтовими конвеєрами відбувається пошкодження (травмування) в межах 1,2...1,75% [8]. При

використанні пневматичних та гнучких гвинтових конвеєрів для перевантаження насіння його пошкодження відбувається в межах 1,4...4% (табл. 4.5). Найменше травмування насіннєвого матеріалу відбувається при його перевантаженні по криволінійних траєкторіях трубчастими скребковими конвеєрами - 0,37...0,5% (табл. 4.5). При розрахунках ми нехтуємо подальшими втратами, які будуть викликані недоотриманням врожаю, що пов'язано з внесенням в ґрунт пошкодженого насіння. Результати укрупнених розрахунків втрат насіння при транспортуванні, які пов'язані з травмуванням, з врахуванням їх усередненої ціни (на 01.01.2014 р.: пшениця – 1980 грн./т; соя – 4050 грн./т; кукурудза – 1440 грн./т) представлено в табл. 4.5 [19].

Таблиця 4.5

Втрати насіння при його транспортуванні по криволінійних траєкторіях
різними видами конвеєрів

Тип конвеєра	Продуктивність конвеєра, т/год.			Пошкодження насіння при транспортуванні, %			Втрати насіння пов'язані з його пошкодженням, грн.					
	пше-ниця	куку-рудза	соя	пше-ниця	куку-рудза	соя	годинні			річні (одна зміна)		
							пше-ниця	куку-рудза	соя	пше-ниця	куку-рудза	соя
Трубчастий скребковий	3,97	4,2	5,2	0,37	0,41	0,5	29,08	24,80	105,3	57296	48850	207441
Гнучкий гвинтовий	6,1	8,05	12,9	1,96	1,41	2,18	236,73	163,45	1138,9	466356	321991	2243714
Жорсткий гвинтовий	7,4	8,73	13,4	1,53	1,2	1,75	224,18	150,85	949,73	441625	297183	1870958
Гнучкий пневматич.	5,31	5,69	6,2	2,02	1,2	4,03	212,38	98,32	1011,9	418386	193697	1993508

Укрупнені сукупні витрати (собівартість виготовлення, експлуатації, технічного огляду та ремонту) при застосуванні конвеєрів для транспортування по криволінійних траєкторіях насіння представлено в табл. 4.6. При цьому розрахунок річних сукупних витрат проводився з врахуванням того, що термін

експлуатації усіх конвеєрів становить 5 років і в розрахунках приймалась п'ята частина початкової вартості конвеєрів.

Таблиця 4.6

Витрати при застосуванні конвеєрів для транспортування по криволінійних траєкторіях насіння

Тип конвеєра	Витрати, грн.					Витрати з врахуванням пошкодження, грн.					
	ціна	експлуатаційні		на ТО і ремонт		годинні			річні (одна зміна)		
		год.	річні	год.	річні	пшениця	кукурудза	соя	пшениця	кукурудза	соя
Трубчастий скребковий	10170	2,51	4941,9	0,77	1526	33,11	28,82	109,33	65229	56783	215374
Гнучкий гвинтовий	7100	4,51	8874,9	0,54	1065	242,5	169,21	1144,71	477716	333351	2255074
Жорсткий гвинтовий	9800	2,49	4900,5	0,75	1470	228,4	155,08	953,96	449956	305514	1879289
Гнучкий пневматичн.	15000	8,11	15977,3	1,14	2250	223,15	109,1	1022,71	439613	214924	2014735

Як видно з таблиць 4.5 та 4.6, найнижчу вартість мають гнучкі гвинтові конвеєри, також вони мають незначні витрати на технічний огляд та ремонт. Найбільш ефективними є трубчасті скребкові конвеєри. Також при виборі конвеєра, наприклад для транспортування сортового насіння слід враховувати витрати пов'язані із його пошкодженням. Так втрати насіння при перевантаженні, пов'язані з його пошкодженням, в декілька разів (від 2 до 45) є вищими, аніж сукупна вартість (купівельна ціна, вартість експлуатації, технічний огляд та ремонту за весь термін функціонування) транспортерів.

Проте слід зазначити, що конвеєрами, які під час виконання промеси можуть змінювати трасу перевантаження, є лише гнучкі гвинтові та пневматичні. І тут витрати, пов'язані з купівлею та обслуговуванням конвеєра, для гвинтових є багато нижчими, що робить їх значно ефективнішими.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений. – М.: Наука, –215 с.
2. Анфилофьев А.В. Определение формы упругой линии гибкого стержня при заданном законе изменения кривизны. // Изв. вузов. Машиностроение. – 2000. -№ 7. – С. 17-22.
3. Беляев Н.М. Соппротивление материалов – М. : Наука, 1976 – 608 с.
4. Васильків В.В., Пилипець М.І., Радик Д.Л. Опис геометрії різнопрофільних гвинтових заготовок // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль: ТДТУ. – 2002. – Т.8. № 3. – С. 75-83.
5. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / Ів.Б. Гевко, Ю.Є. Паливода, О.П. Скиба, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2016. – № 3 (75). – С. 257 – 266.
6. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєрів / Л.Р. Рогатинська, Т.С. Дубиняк, Ю.А. Заставний, П.О. Леськів // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій»: 16 – 17 листопада 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 159 – 160.
7. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков / Б. М. Гевко. – Львов : Вища школа, 1986. – 128 с.
8. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.
9. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.11 - Ростов-на-Дону, 1987. –450 с.

10. Гевко І. Б. Технологічність конструкцій гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І. Б. Гевко // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2004. – № 73. – С. 348–352.

11. Гевко І. Структурний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу / І. Гевко, А. Дячун, Р. Любачівський // Вісник СевНТУ. – Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – Вип. 128/2012. – С. 37–41.

12. Гевко І. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 121–134.

13. Гевко І., Новосад І. Обґрунтування конструктивних і силових параметрів секційних елементів гвинтових конвеєрів. Вісник ТДТУ, Тернопіль, 2007, Том 12. № 1, с.65-70.

14. Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І.Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.

15. Гевко І.Б., Пік А.І., Левенець В.Б. Експериментальне устаткування для дослідження процесів транспортування і змішування сипких матеріалів. Міжвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка") "Наукові нотатки". Випуск 21, ЛТДУ. Луцьк, 2008, с. 23-26

16. Гевко І.Б., Лещук Р.Я. Дослідження технологічного процесу виготовлення елементів гвинтових спіралей. Міжвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка") "Наукові нотатки". Випуск 8, ЛТДУ, Луцьк, 2001, с. 78-83.

17. Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Гудь В.З. Технологічні особливості профілювання гвинтових заготовок. Міжвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка") "Наукові нотатки". Випуск 9, ЛТДУ, Луцьк, 2001, с. 72-76.

18. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Клендій В.М. Синтез гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами. Вісник Львівського національного аграрного

університету: Агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. Агроуніверситет, 2014. - № 18. С. 112 – 121.

19. Гевко Ів. Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насіннєвого матеріалу по криволінійних траєкторіях / Ів. Гевко, О. Ляшук, Ю. Тарасюк // Вісник ТНТУ — Тернопіль : ТНТУ, 2014. — Том 74. — № 2. — С. 137-143.

20. Гевко Ів. Технологічність конструкцій гвинтових секційних робочих органів / Вісник ТНТУ // Ів. Гевко, В. Клендій – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – Том 79. – № 3. – С. 148-155.

21. Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Круглик О.А. Синтез способів навівання спіралей шнеків. Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади» Випуск 12, ЛНТУ. Луцьк, 2018, С. 39-47.

22. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Перев. с нем. [Текст] / Х. Герман. – Л. : Химия, 1975. – 230 с.

23. Григор'єв А. М. Комплексна механізація і автоматизація вантажорозвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенський. – К. : Наукова думка, 1967. – 116 с.

24. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.

25. Григорьев А. М. Гибкие шнеки / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенський. – К. : Знание, 1967. – 98 с.

26. Гупка Б.В., Лещук Р.Я., Стухляк П.Д. Методи підвищення зносостійкості пар тертя технологічного оснащення і устаткування // Машинознавство – 2001, №10. -С. 51-55.

27. Дослідження динаміки процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок / О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, В. М. Клендій, В. О. Тесля, Т. Д. Навроцька, М. Д. Радик // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Технічний сервіс

агропромислового, лісового та транспортного комплексів» - 2018. - № 12, С.74-82.

28. Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / Т.С. Дубиняк. – Тернопіль, 2018. – 24 с.

29. Зубцов М. Е. Листовая штамповка / Зубцов М. Е. – Л. : Машиностроение, 1980. – 432 с.

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

31. Красников В.В. Подъёмно-транспортные машины.– М.: Агропромиздат, 1987. –272 с.

32. Кузнєцов Ю. М. Теорія технічних систем / [Ю. М. Кузнєцов, І. В. Луців, С. А. Дубиняк]; під заг. ред. Ю. М. Кузнєцова. – Тернопіль : ТНТУ, 1997 – 310 с.

33. Лещук Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів / Р. Лещук, І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т. 8, № 4. – С.56–61.

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

35. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.

36. Михайлов С.Н., Вачагин К.Д. К вопросу о поступательной скорости движения массы сыпучего материала в горизонтальном односпиральном гибком шнеке // Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки). Сб. статей, -Казань: КХТИ, -1970. –С. 87-96.

37. Новосад І.Я. Технологічне забезпечення виготовлення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів: дис. кандидата техн. наук : 05.02.08 / Новосад Іван Ярославович. – Тернопіль, 2007. – 229 с.

38. Обґрунтування параметрів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / [І. Гевко, В. Гудь, Т. Дубиняк, Л. Слободян, О. Круглик] // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». ХНТУСГ імені Петра Василенка. – 2018. – № 11, С. 144–152.

39. Особливості технології виготовлення секцій гнучких гвинтових конвеєрів / Б. М. Гевко, Р. В. Комар, В. М. Клендій, Т. Д. Навроцька // Перспективні технології та прилади. - 2015. - Вип. 7. - С. 13-16.

40. Пат. 1807971, МПК В65G33/16. Гибкий винтовой конвейер./ Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатынский и др. - № 4948278/03; Заявл. 25.06.91; Опубл. 07.04.93, Бюл. №4.-3 с.

41. Пат. №32020А Україна МПК В65G33/24. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра/ Лещук Р.Я., Гевко Р.Б. (Україна). -№98126559; Заявл. 11.12.1998; Опубл. 15.12.2000, Бюл.№7-ІІ. –2.с.

42. Пат. №45678А Україна МПК В23В5/48. Спосіб профілювання гвинтових заготовок і оправка для його здійснення/ Лещук Р.Я., Гудь В.З., Гевко І.Б.(Україна). - №2001063709; Заявл. 01.06.2001; Опубл. 15.04.2002., Бюл.№4. –3 с.

43. Пат. №52272А Україна МПК G01В3/20. Контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнека / Пилипець М.І., Лясота О.М., Драган А.П., Лещук Р.Я., Гудь В.З. (Україна). -№2002042593; Заявл. 02.04.2002; Опубл. 16.12.2002, Бюл.№12.-3 с.

44. Пилипець М. І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти» / М. І. Пилипець. – Львів, 2002. – 35 с.

45. Пилипець М.І., Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Гудь В.З. Оптимізація параметрів технологічного процесу виготовлення гвинтової заготовки. Український міжвідомчий науково-технічний збірник. «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». Випуск 37, Львів, Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2003, с. 52 -58.
46. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.
47. Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження / Гевко Б. М., Луців І. В, Гевко І. Б., Комар Р. В., Дубиняк Т. С. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 200 с.
48. Рогатинська О. Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / О. Р. Рогатинська. – Тернопіль, 2006. – 20 с.
49. Рогатинський Р. М. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2012. – № 3 (67). – С. 197 – 210.
50. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун – Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 280 с.
51. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей / [Б. М. Гевко, О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко та ін.]. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 367 с.
52. Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyers. INMATEH - Agricultural Engineering // [I.B. Nevko, O.L. Lyashuk, R.Y. Leshchuk, L.R. Rogatinska, A.L. Melnychuk] // Polytechnic University of Bucharest, 2016, - Vol. 48, № 1, с.35-42.
53. Research the force parameters of forming the screw cleaning elements. INMATEH - Agricultural Engineering. // [I.B. Nevko, A.Ye. Dyachun, O.L. Lyashuk, S.V.Martsenko, A.B. Gypka]// Polytechnic University of Bucharest, 2016, - Vol. 49, № 2, с.77-82.

Додатки

Додаток А

А1.Програма розрахунку критичних навантажень

```
program RO_GPM
uses Crt;
Type RealType=extended;
const
    dim=10;
    j1:RealType=10;           { момент інерції рушія }
    j2:RealType=2;           { момент інерції шнека }
    Md:RealType=20;          { момент на двигуні }
    Mt1:RealType=10;         { момент гальмування }
    Mt2:RealType=10;         { момент гальмування }
    M0:RealType=10;          { стала складова моменту опору }
    Mm:RealType=300;         { змінна складова моменту опору }
    c1:RealType=100000;      { жорсткість приводу }
    c2:RealType=10000;       { жорсткість шнека }
    w0:RealType=10;          { кутова швидкість }
    MaxM:RealType=60;
Type ar=array[1..dim] of RealType;
var j,mt,p,q,qq,g1,g2,r1,r2:RealType;
    psi1,psi10,psi20,psi30,psi00,psi12,psi2:RealType;
    aa,bb,cc,dd,ee,ff,mm1,mm2,t,tmax,dt:RealType;
    mar:array[1..10,1..10] of realtype;
    ft:text;
    i:byte;
begin
Assign(ft,'mm.vit');
Rewrite(ft);
mm:=mm*0.2;
for i:=1 to 7 do
begin
mm:=mm*1.5;
WriteLn(ft,' J1= ',j1:9:3,' J2= ',j2:9:3,');
WriteLn(ft,' C1= ',c1:9:0,' C2= ',c2:9:0,' W0= ',w0:9:3);
WriteLn(ft,' MD= ',md:9:2);
```

```

WriteLn(ft,' MT1= ',mt1:9:2,' MT2= ',mt2:9:2,' M0= ',m0:9:2,' MM= ',mm:9:2);
j:=j2;
mt:=mt1;
p:=2*c2/j+c1*(j1+j)/j1/j;
q:=c1*c2*(1+2*j/j1)/(j*j);           { коефіцієнти характеристичного рівняння }
qq:=((M0+2*Mt)/j+2*Md/j1)*c2/j;
r1:=-p/2-sqrt(p*p/4-q);
r2:=-p/2+sqrt(p*p/4-q);
g1:=sqrt(-r1);                       { частоти коливань }
g2:=sqrt(-r2);
ee:=qq/q;
ff:=Mm*c2/(j*j)/q;
psi00:=Md/c1;
psi10:=0;
psi20:=0{Md/j1+Mt/j-(j+j1)/(j*j1)*c1*psi00+(md-mt)/j};
psi30:=0;
cc:=ff/(g2*g2*g2/g1-g2);             { сталі інтегрування }
aa:=-cc*(g2*g2*g2)/(g1*g1*g1);
dd:=(ee*(-r1)-psi00*(-r1)-psi20)/((-r2)-(-r1));
bb:=-((psi20+dd*(-r2))/(-r1));

t:=0;
dt:=0.001;
WriteLn(ft,'Gamma1= ',g1:10:5,' Gamma2= ',g2:10:5);
WriteLn(ft,'Psi1(0)= ',psi00:12{' Psi20= ',psi20:12});
WriteLn(ft,'p= ',p:12,' q= ',q:12,' qq= ',qq:12);
WriteLn(ft,'A= ',aa:12,' B= ',bb:12);
WriteLn(ft,'C= ',cc:12,' D= ',dd:12);
WriteLn(ft,'E= ',ee:12,' F= ',ff:12);
WriteLn(ft,' Час      Момент M1      Момент M2      Момент опору');
mm2:=0;
while mm2<MaxM do

begin
psi1:=aa*sin(g1*t)+bb*cos(g1*t)+cc*sin(g2*t)+dd*cos(g2*t)+ee+ff*t;
psi12:=r1*(aa*sin(g1*t)+bb*cos(g1*t))+r2*(cc*sin(g2*t)+dd*cos(g2*t));
psi2:=psi12*j/c2+psi1*c1/c2*(j+j1)/j1-mt/c2-md/c2*j/j1;
mm1:=psi1*c1;
mm2:=psi2*c2;

```

```

mar[i,1]:=t;
mar[i,2]:=mm1;
mar[i,3]:=mm2;
mar[i,4]:=m0+mm*t;
WriteLn(ft,t:8:4,' ',mm1:12:3,' ',mm2:12:3,' ',m0+mm*t:12:3);
t:=t+dt;
end;
t:=t-dt;
WriteLn(ft,t:8:4,' ',mm1:12:3,' ',mm2:12:3,' ',m0+mm*t:12:3);
WriteLn(ft);
end;
WriteLn(ft,' T      M1      M2      M0');
for i:=1 to 7 do
WriteLn(ft,mar[i,1]:8:4,' ',mar[i,2]:12:3,' ',mar[i,3]:12:3,' ',mar[i,4]:12:3);
Close(ft);
end.

```

A2. Результати розрахунку критичних навантажень

```

J1= 10.000 J2= 2.000
C1= 100000 C2= 10000 W0= 10.000
MD= 20.00
MT1= 3.00 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
Gamma1= 254.12674 Gamma2= 73.61794
Psi1(0)= 2.000E-0004
p= 7.000E+0004 q= 3.500E+0008 qq= 6.000E+0004
A= -3.481E-0008 B= -2.617E-0006
C= 1.432E-0006 D= 3.119E-0005
E= 1.714E-0004 F= 2.143E-0003
Час Момент M1 Момент M2 Момент опору
0.1680 56.103 60.085 60.400
J1= 10.000 J2= 2.000
C1= 100000 C2= 10000 W0= 10.000
MD= 20.00
MT1= 4.50 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
Gamma1= 254.12674 Gamma2= 73.61794
Psi1(0)= 2.000E-0004
p= 7.000E+0004 q= 3.500E+0008 qq= 6.750E+0004
A= -3.481E-0008 B= -6.543E-0007
C= 1.432E-0006 D= 7.797E-0006
E= 1.929E-0004 F= 2.143E-0003
Час Момент M1 Момент M2 Момент опору
0.1740 57.298 60.255 62.200

```

J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 100000 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 6.75 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 254.12674 Gamma2= 73.61794
 Psi1(0)= 2.000E-0004
 p= 7.000E+0004 q= 3.500E+0008 qq= 7.875E+0004
 A= -3.481E-0008 B= 2.290E-0006
 C= 1.432E-0006 D= -2.729E-0005
 E= 2.250E-0004 F= 2.143E-0003

Час	Момент M1	Момент M2	Момент опоры
0.1800	59.002	60.332	64.000

J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 100000 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 10.13 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 254.12674 Gamma2= 73.61794
 Psi1(0)= 2.000E-0004
 p= 7.000E+0004 q= 3.500E+0008 qq= 9.563E+0004
 A= -3.481E-0008 B= 6.707E-0006
 C= 1.432E-0006 D= -7.992E-0005
 E= 2.732E-0004 F= 2.143E-0003

Час	Момент M1	Момент M2	Момент опоры
0.1280	63.036	60.273	48.400

J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 100000 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 15.19 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 254.12674 Gamma2= 73.61794
 Psi1(0)= 2.000E-0004
 p= 7.000E+0004 q= 3.500E+0008 qq= 1.209E+0005
 A= -3.481E-0008 B= 1.333E-0005
 C= 1.432E-0006 D= -1.589E-0004
 E= 3.455E-0004 F= 2.143E-0003

Час	Момент M1	Момент M2	Момент опоры
0.1140	66.231	60.712	44.200

J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 100000 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 22.78 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 254.12674 Gamma2= 73.61794
 Psi1(0)= 2.000E-0004
 p= 7.000E+0004 q= 3.500E+0008 qq= 1.589E+0005
 A= -3.481E-0008 B= 2.327E-0005
 C= 1.432E-0006 D= -2.773E-0004
 E= 4.540E-0004 F= 2.143E-0003

Час	Момент M1	Момент M2	Момент опоры
-----	-----------	-----------	--------------

0.0340 73.388 60.992 20.200
 J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 100000 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 34.17 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 254.12674 Gamma2= 73.61794
 Psi1(0)= 2.000E-0004
 p= 7.000E+0004 q= 3.500E+0008 qq= 2.159E+0005
 A= -3.481E-0008 B= 3.818E-0005
 C= 1.432E-0006 D= -4.549E-0004
 E= 6.167E-0004 F= 2.143E-0003

Час	Момент M1	Момент M2	Момент опоры
0.0270	89.206	62.738	18.100
T	M1	M2	M0
0.1680	56.103	60.085	60.400
0.1740	57.298	60.255	62.200
0.1800	59.002	60.332	64.000
0.1280	63.036	60.273	48.400
0.1140	66.231	60.712	44.200
0.0340	73.388	60.992	20.200
0.0270	89.206	62.738	18.100

J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 30000 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 10.00 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 153.42553 Gamma2= 66.78778
 Psi1(0)= 6.667E-0004
 p= 2.800E+0004 q= 1.050E+0008 qq= 9.500E+0004
 A= -3.143E-0007 B= 5.567E-0005
 C= 3.810E-0006 D= -2.938E-0004
 E= 9.048E-0004 F= 7.143E-0003

Час	Момент M1	Момент M2	Момент опоры
0.1340	63.506	60.238	50.200

J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 45000 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 10.00 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 179.14318 Gamma2= 70.05514
 Psi1(0)= 4.444E-0004
 p= 3.700E+0004 q= 1.575E+0008 qq= 9.500E+0004
 A= -1.540E-0007 B= 2.866E-0005
 C= 2.575E-0006 D= -1.874E-0004
 E= 6.032E-0004 F= 4.762E-0003

Час	Момент M1	Момент M2	Момент опоры
0.1310	63.304	60.338	49.300

J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 67500 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 10.00 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00

Gamma1= 212.79752 Gamma2= 72.23029
 Psi1(0)= 2.963E-0004
 p= 5.050E+0004 q= 2.363E+0008 qq= 9.500E+0004
 A= -7.309E-0008 B= 1.378E-0005
 C= 1.869E-0006 D= -1.196E-0004
 E= 4.021E-0004 F= 3.175E-0003
 Час Момент M1 Момент M2 Момент опоры
 0.1290 62.190 60.238 48.700
 J1= 10.000 J2= 2.000
 C1= 101250 C2= 10000 W0= 10.000
 MD= 20.00
 MT1= 10.00 MT2= 10.00 M0= 10.00 MM= 300.00
 Gamma1= 255.58799 Gamma2= 73.65311
 Psi1(0)= 1.975E-0004
 p= 7.075E+0004 q= 3.544E+0008 qq= 9.500E+0004
 A= -3.400E-0008 B= 6.389E-0006
 C= 1.421E-0006 D= -7.694E-0005
 E= 2.681E-0004 F= 2.116E-0003
 Час Момент M1 Момент M2 Момент опоры
 0.1290 62.549 60.218 48.700

ГНУЧКІ ГВИНТОВІ КОНВЕЄРИ: ПРОЕКТУВАННЯ, ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

**ГЕВКО І.Б., ЛЕЩУК Р.Я., ГУДЬ В.З., ДМИТРІВ О.Р., ДУБИНЯК Т.С.,
НАВРОЦЬКА Т.Д., КРУГЛИК О.А.**

Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження / Гевко І. Б., Лещук Р. Я., Гудь В. З., Дмитрів О. Р., Дубиняк Т. С., Навроцька Т. Д., Круглик О. А. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 208 с.

ISBN 978-617-7331-86-4

Підписано до друку 03.07.2019. Формат 60×90, 1/16.
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.
Умовно–друк. арк. 10,5. Наклад – 300 прим.
Замовлення №03072019

Друк ФОП Паляниця В. А.
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.
тел. (0352) 528–777.