

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

РОГАТИНСЬКИЙ Р.М., ГЕВКО І.Б., ДЯЧУН А.Є.

**НАУКОВО-ПРИКЛАДНІ ОСНОВИ
СТВОРЕННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ**

Монографія

ТЕРНОПІЛЬ – 2014

УДК 621.867.42

ББК 39.9

P59

P59 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.

Розглянуто питання створення нових й удосконалення існуючих конструкцій транспортно-технологічних механізмів з метою забезпечення їх широкої багатофункціональності, механізації й автоматизації виробничих процесів, покращення умов і безпеки праці виробничого персоналу, їх високої продуктивності, безвідмовності та ремонтпридатності.

Монографія складається з чотирьох розділів, в яких проведено моделювання та синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин, їх приводів; виконано математичне моделювання технологічних параметрів гвинтових механізмів; описано їх експериментальні дослідження, здійснено оптимізації та розроблено методики проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів.

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

Рецензенти:

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

доктор технічних наук, професор Я.Т. Кіницький (Хмельницький національний технічний університет);

доктор технічних наук, професор В.Ф. Дідух (Львівський національний аграрний університет);

Рекомендовано до друку на засіданні вченої ради Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя протокол № 10 від 17.12. 2013 р.

ISBN 978-966-305-059-1

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. МОДЕЛЮВАННЯ ТА СИНТЕЗ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН І ЇХ ПРИВОДІВ.....	10
1.1. Особливості проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів та аналіз сучасних методів пошуку нових технічних рішень.....	10
1.2. Принципи конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями.....	20
1.3. Структурний синтез гвинтових змішувачів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням.....	35
1.4. Структурний синтез гвинтових сепараторів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням.....	44
1.5. Структурний синтез елементів гвинтових транспортно-технологічних механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням.....	51
1.6. Кінематичний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу.....	61
1.7. Методологія вибору запобіжних муфт приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів	65
1.8. Взаємозв'язок між конструктивними характеристиками гвинтових систем і захисних механізмів та характером навантаження.....	71
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН	76
2.1. Математична модель нелінійних поперечних коливань шнека.....	76
2.2. Математична модель крутильних коливань шнека.....	91
2.3. Вплив імпульсних сил на крутильні коливання шнека.....	97
2.3.1. Резонансні крутильні коливання шнека під дією імпульсних сил.....	99
2.3.2. Дослідження крутильних коливань шнека у випадку дії імпульсних сил...100	

2.3.3. Стійкість (нестійкість) крутильних коливань шнека під дією імпульсних сил.....	102
2.4. Вплив динамічного процесу на напружений стан шнека.....	107
2.5. Моделювання кінематики транспортованого вантажу та закономірностей навантаження на гвинтові робочі органи.....	110
2.5.1. Дослідження кінематики вантажу та силових параметрів у конвеєрі із гвинтовим робочим органом з постійним кроком витків.....	110
2.5.2. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу.....	119
2.5.3. Дослідження енергосилових параметрів у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу.....	128
2.6. Дослідження умови роботи гвинтового конвеєра з обертовим циліндричним кожухом.....	139
2.7. Дослідження моменту інерції шнеків гвинтових механізмів.....	145
2.8. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу в гвинтовому конічному змішувачі.....	150
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН ТА ЇХ ПРИВОДІВ	157
3.1. Інструментарій для проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортно-технологічних механізмів і їх приводів.....	157
3.2. Стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування сипких вантажів гвинтовими конвеєрами.....	161
3.3. Експериментальне устаткування для дослідження процесів змішування сипких матеріалів гвинтовими змішувачами.....	166
3.4. Стендове обладнання з визначення деформаційно-силових характеристик гвинтових робочих органів.....	170
3.5. Експериментальне обладнання для досліджень запобіжних муфт приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів.....	172
3.6. Результати експериментальних досліджень продуктивності	

гвинтових конвеєрів	176
3.6.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності жорсткого гвинтового конвеєра з гофрованим робочим органом.....	176
3.6.2. Результати експериментальних досліджень продуктивності гнучких гвинтових конвеєрів з гофрованими та секційними шнеками.....	180
3.7. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовими механізмами.....	182
3.7.1. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем.....	182
3.7.2. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом.....	186
3.7.3. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гнучким гвинтовим транспортером-змішувачем.....	192
3.8. Результати експериментальних досліджень з визначення деформаційно-силових характеристик гвинтових механізмів та динамічних навантажень, які виникають у них при пуску.....	194
3.8.1. Результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості гофрованих гнучких гвинтових робочих органів.....	194
3.8.2. Результати експериментальних досліджень з визначення деформаційно-силових характеристик секційних гвинтових робочих органів.....	197
3.8.3. Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень при пуску жорсткого гвинтового транспортера-змішувача.....	198
3.8.4. Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень, які виникають у гнучкому гвинтовому конвеєрі при пуску.....	199
3.9. Результати експериментальних досліджень конусної запобіжної муфти.....	201
3.10. Результати експериментальних досліджень низькочастотних кулькових запобіжних муфт.....	206
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ ТА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ	
ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ.....	211
4.1. Оптимізація швидкохідних гвинтових конвеєрів за енергоємністю.....	211

4.1.1. Оптимізація вертикальних та круто-нахилених гвинтових конвеєрів.....	215
4.1.2. Оптимізація горизонтальних гвинтових конвеєрів.....	222
4.2. Оптимізація параметрів гвинтового транспортера-змішувача.....	227
4.3. Інженерна методика проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів.....	238
4.4. Методика інженерного розрахунку гвинтових конвеєрів.....	246
4.4.1. Методика інженерного розрахунку вертикальних конвеєрів.....	246
4.4.2. Методика інженерного розрахунку горизонтальних гвинтових конвеєрів.....	248
4.4.3. Методика розрахунку похилих гвинтових конвеєрів.....	249
4.5. Перспективні типи конструкцій та елементів гвинтових транспортно- технологічних механізмів і їх техніко-економічна оцінка.....	251
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	257
ДОДАТКИ.....	266

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ГТТМ - гвинтові транспортно-технологічні механізми;
- ГК - гвинтовий конвеєр;
- ГЗ - гвинтовий змішувач;
- ГС - гвинтовий сепаратор;
- ГРО - гвинтовий робочий орган;
- ЗМ - запобіжна муфта;
- КЕ – конструктивний елемент;
- ТО – технічний огляд;
- АЧХ - амплітудно-частотні характеристики;
- ПФЕ - повний факторний експеримент;
- ПЧ - перетворювач частоти;
- ПК - персональний комп'ютер;
- ТКВ - технологічність конструкції виробу;
- ГД – гвинтова деталь.

ВСТУП

Створення нових й удосконалення існуючих конструкцій транспортно-технологічних механізмів сприяє подальшому розвитку виробництва та підвищенню продуктивності праці. Гвинтові транспортно-технологічні механізми (ГТТМ) – складова комплексної механізації й автоматизації виробництва. Від раціонального вибору окремих типів цих механізмів та їх конструктивних параметрів залежить високопродуктивна робота діляниць, цехів і підприємств у цілому. За різними даними їх питома вага у завантажувально-розвантажувальних операціях складає 40–45%.

Поряд з позитивними характеристиками відомі ГТТМ мають ряд недоліків, до яких слід віднести: високі собівартість виготовлення і металоємність, недостатню надійність і довговічність, обмежені технологічні можливості тощо. Відтак конструкції ГТТМ потребують подальшого відпрацювання на технологічність і їх удосконалення. Тому на даний час основним завданням при їх створенні є розроблення таких конструкцій, які б забезпечили покращення умов і безпеки праці виробничого персоналу, широку багатфункціональність, механізацію й автоматизацію виробничих процесів, високу продуктивність, безвідмовність, ремонтпридатність, можливість їх комплектування на базі модульного принципу. Відповідно проблема розвитку теорії та методів проектування ГТТМ і їх приводів на основі техніко-економічних характеристик є особливо актуальною і має велике значення для економіки країни.

Монографія включає чотири розділи: «Моделювання та синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин і їх приводів», «Математичне моделювання технологічних параметрів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин», «Експериментальні дослідження гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин та їх приводів», «Оптимізація та методика проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів», в яких на основі реалізованих математичних моделей розроблено методики визначення конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів ГТТМ та їхніх

приводів. За використання запропонованого структурного синтезу ієрархічних груп методом морфологічного аналізу розроблено нові типи гвинтових змішувачів (з пересипом, замкненим циклом роботи, кількома шнеками), гвинтових сепараторів (з нерухомими, частково рухомими і рухомими спіралями), гвинтових робочих органів (секційних, профільних, із різними типами з'єднань) і запобіжних муфт. Розроблено методику і прикладне програмне забезпечення проектування й вибору ГТТМ з урахуванням техніко-економічних чинників.

Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації: впроваджено у ВАТ «Тернопільський комбайновий завод» (при виготовленні роликово-кулькової запобіжної муфти), ПАТ «Ковельсьільмаш» (при виготовленні стенда для дослідження гвинтових вертикальних бітерів, гнучкого гвинтового робочого органу та гвинтового змішувача з замкненим циклом роботи), ТОВ ОСП Корпорація «ВАТРА» (при виготовленні запобіжних фрикційної та кулькових муфт), ПАТ «Рівнесільмаш», ВАТ ТКБР «Стріла» (при виготовленні запобіжної муфти із конусоподібними пальцями); ПП «Мінбрук» (при використанні гвинтових конвесрів з пересипанням і гнучким приводним валом та гвинтових змішувачів з пересипом і замкненим циклом роботи); передано для використання у ВАТ «Червона зірка», ВАТ «Роменський завод «Тракторозапчастина», ТОВ ТКБР «Стріла», ТОВ «Універст Лтд».

РОЗДІЛ 1. МОДЕЛЮВАННЯ ТА СИНТЕЗ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН І ЇХ ПРИВОДІВ

1.1. Особливості проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів та аналіз сучасних методів пошуку нових технічних рішень

Суттєвий вклад у теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ) внесли М.П. Василенко, Ю.А. Пертен, Г.В. Корнєєв, Р.Л. Зенков, А.А. Вайсон, Ф.К. Іванченко, М.П. Александров, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець та інші.

Особливостям проектування гвинтових механізмів присвячені теоретичні розробки А.П. Александрова, О.Д. Алімова, Ф.Е. Алтынбеков, К.В. Алферова, Б.М. Гевка, Х. Германа, А.М. Григор'єва, І.Е. Груздева, Л.В. Гячева, В.К. Дьячкова, В.П. Желтова, П.М. Заїки, Р.Л. Зенков, В.Г. Іванова, Ф.К. Іванченка, Г.В. Корнєєва, Г.Г. Кошельова, Л.М. Куцина, В.С. Ловейкіна, С.Н. Михайлова, І.В. Моріна, А.А. Омельченка, Ю.А. Пертена, В.І. Пономарьова, П.А. Преображенского, М.І. Пилипця, А.О. Співаковського, А.Я. Соколова, Г. Шенкеля, Н.К. Штукова, В.Ф. Ярошенка та багато інших. Ними проведено дослідження кінематики та динаміки ГТТМ, встановлено теоретичні закономірності руху матеріальної частинки та умов перенесення даних моделей на випадок транспортування матеріалу потоком, досліджено особливості транспортування ГТТМ матеріалів різних властивостей, встановлено їх раціональні режими транспортування та конструктивні параметри.

Структурній, динамічній і параметричній оптимізації транспортно-технологічних систем присвячені дослідження А.Н. Голубенцева, А.М. Григор'єва, В.О. Малащенко, В.С. Ловейкіна, В.Б. Струтинського, А.П. Нестерова, А.Г. Сухарьова, Р.М. Рогатинського та інших. Аналітичним напрямком

дослідження шнеків за допомогою теорій розмірності та подібності присвячені роботи А.М. Григор'єва, Н.Е. Груздева, І.В. Моріна, Л.М. Куцина.

На даному етапі економічного розвитку суспільства значення ГТТМ почало зростати і вони вийшли за межі основного призначення – транспортування вантажів. Тепер при використанні таких механізмів виконується значна кількість операцій: змішування, дозування, подавання, очищення, сортування, калібрування, згортання, зведення, розкидання, нагнітання, пресування, подрібнення, стругання, розрихлення, просіювання, бурування та вгвинчування [35].

Базовими для ГТТМ є гвинтові конвеєри (ГК), які, поряд із певними недоліками, а саме: можливість транспортування лише в'язких, пиловидних, порошкових та дрібнозернистих матеріалів (фракції менші 400 мм) на відносно невеликі довжини (до 40 м в горизонтальному і до 10 м у вертикальному напрямках), мають значні переваги над іншими транспортними засобами: високу продуктивність (до 600 м³/год.); низькі енергозатрати; простоту і обслуговуванні та ремонті; можливість утворення довільних просторових трас транспортування; невисоку матеріаломісткість і складність конструкції; низьку собівартість виготовлення та експлуатації; герметичність конструкції, що при транспортуванні агресивних і шкідливих речовин мінімізує вплив на навколишнє середовище [48, 49].

Найширшого використання ГТТМ набули у сільськогосподарському виробництві та харчовій і переробній промисловості, специфіка яких обумовлена широкою гамою технологічних процесів збирання і переробки продукції. Також значного використання машини з гвинтами набули у будівельній, транспортній, фармацевтичній та інших галузях промисловості. Відповідно при їх проектуванні слід враховувати специфічні технічні вимоги, такі як недопустимість дроблення і пошкодження матеріалу, рівномірність подачі компонентів в багатокомпонентних сумішах, недопустимість контакту зі сторонніми речовинами, забезпечення якісних показників виконання технологічного процесу тощо. Тому функціонально-експлуатаційні характеристики та конструктивні параметри машин для виконання відповідних робіт у визначальній мірі залежать від особливостей транспортно-технологічних процесів та фізико-механічних

властивостей перетворюваних продуктів. Домінуючими факторами, що впливають на проектування ГТТМ, є [35]:

- специфіка функціонального призначення і універсальність використання;
- вимоги до операцій з перетворення і транспортування продуктів;
- властивості перетворюваних 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 в експлуатації;
- вимоги до безпеки експлуатації;
- забезпечення високих ергономічних характеристик, врахування естетичних вимог і конструктивна наслідуваність.

Основні вимоги до 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 гвинтових робочих органів (ГРО). У відповідності із технологічним призначенням робочі поверхні можуть підлягати хромуванню, нікелюванню та нанесенню інших гальванічних покриттів.

Конструктивні параметри ГТТМ напряму залежать від технології їх виготовлення й особливо це стосується ГРО. В результаті аналізу конструкцій ГРО ГТТМ 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 [89].

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 [12, 70].

Із необхідністю збільшення продуктивності ГТТМ постає питання про збільшення габаритів самих шнеків. Так при навиванні ширококутових гвинтових стрічок із співвідношенням ширини смуги до її товщини більше 5, процес відбувається стійкіше і з енергозатратами в 3 - 7 раз меншими, ніж при прокатці [12, 63]. Цього можна досягнути шляхом фіксації внутрішнього краю з одночасним зменшенням плеча прикладання згинаючої сили. Реалізуючи вказані зусилля, здійснюють навивання витків із співвідношенням ширини до товщини до 15 - 50. Проте отримати шнеки більших розмірів можна лише способами штампування та зварювання спіралей [12, 63] і виготовлення спіралей з плоских заготовок [89], 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.

При проектуванні ГТТМ 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.

За результатами аналізу встановлено, що існуючі ГТТМ і ГРО потребують істотного удосконалення конструктивних і технологічних чинників ще на етапі проектування. Тому існує потреба у розвитку науково-технологічних основ процесу проектування гвинтових механізмів. Цю проблеми можна вирішити

шляхом створення спеціальних моделей проектування і відбору високоефективних ГТТМ і ГРО.

Основам наукових досліджень та пошуку нових технічних рішень присвячені праці Г.С. Альтшуллера, А.В. Андрейчікова, І.В. Белого, Б.В. Бірюкова, Т.Я. Буша, А.В. Брушлинського, В.В. Васильківа, Г.Р. Григорєва, Д.К. Джонса, В.В. Душинського, М.С. Комарова, Б.І. Кіндрацького, Ю.М. Кузнецова, В.В. Курейчика, Н.К. Мойсеєвої, В.М. Одріна, А.І. Половінкіна, А.Н. Лука, А.Г. Роках, Н.В. Романової, В.М. Сидоренко, Ю.А. Скобцова, А.М. Столярова, Б. Твісса, Г.В. Бородастова, А.В. Чуса, І. Фінана, І. Холланда, Ф. Вонга та інших.

Теорії структурного та параметричного синтезів присвячені роботи Г.С. Альтшуллера, І. Мюллера, Б.І. Кіндрацького, Ю.М. Кузнецова, А.І. Половінкіна та інших. Процедури даних видів синтезів здійснюються незалежно, застосовуючи, при цьому, різні за структурою математичні моделі та методи [52, 56, 74]. Основними формалізованими методами генерування механічних систем на сьогодні є метод морфологічного аналізу та метод генерування структурних моделей об'єкта за допомогою типових математичних моделей [52]. Також для синтезу механічних систем застосовують методи динамічного програмування, відсікань і метод Лагранжа [52], що дозволяє пришвидшити пошук точного розв'язку при збереженні в загальному випадку експонентного закону залежності тривалості алгоритму від вихідного числа. З розвитком програмування широкого використання набуває метод повного перебирання варіантів, який на кожному етапі оптимізації передбачає виконання аналізу одного варіанта x з погляду виконання обмежень і досягнутого значення функції мети $f(x)$.

На даний час існує два основні класи таких методів пошуку нових рішень. Це «класичні» методи винаходу нових рішень, з яких можна виділити евристичні Т.Я. Буш [9], Б.В. Бірюков [6], Д.К. Джонс [42], Ю.М. Кузнецов [55] та машинні методи автоматизації пошуку нових рішень А.В. Андрейчіков [3], Г.С. Альтшулер [2], і «неокласичні», що представлені інтелектуальними методами пошуку нових

рішень І. Холланд [94], Ф. Вонг [95], І. Фінан [93], В.В. Курейчик [57], А.В. Григорєв [37]. Ці «класичні» методи давно склалися в комплексні технології, що мають відповідні програмні засоби підтримки і складають основу рішення задачі пошукового конструювання в САПР. Серед них можна відзначити «теорію вирішення винахідницьких задач», «алгоритм вирішення винахідницьких задач» [55] та інші. Серед сучасних «неокласичних» методів перспективним методом пошуку нових рішень є «генетичні алгоритми» або «метод еволюційного моделювання» І. Холланд [94]. Слід зазначити перспективність даного методу, широту можливостей і високу ефективність. Застосування даного методу описано в роботах Ф. Вонг [95], В.В. Курейчика [57], А.В. Григорєва [37]. Метод «генетичні алгоритми» підтримується рядом програмних пакетів різноманітного призначення. Проте пошук ефективніших методів генерування нових рішень є актуальним і сьогодні.

На даний час швидко розвивається новий клас програмних систем - інструментальні інтелектуальні оболонки (А.В. Григорєв [37]), що мають свої особливості. Вони мають свою специфіку і впливають на можливі способи пошуку нових рішень. Такі методи вимагають не лише механічного використання «класичних» і «неокласичних» методів пошуку рішень, але і їх модифікації та адаптації для рішення нових задач з пошуку рішень.

Серед евристичних методів генерування ідей і пошуку кращих рішень слід виділити наступні методи [35]:

- прямого і зворотного мозкового штурму, що передбачають розділення процесів генерації ідей і їх аналізу;
- контрольних (ключових) питань, що забезпечують направлення пошукувача на необхідне рішення за допомогою спеціально складених питань;
- вільних асоціацій, що пов'язаний з генерацією ідей в залежності від встановленого слова або поняття, яке є базою для асоціації,
- аналогії (прямої, особистої, символічної, фантастичної), які передбачають «вживання» в образ об'єкту чи пошуку рішення із заміною на аналогічний об'єкт;

- інверсії, який базується на пошуку рішень у зворотному напрямку;
- морфологічного аналізу, що передбачає створення багатомірних таблиць з альтернативами, в яких осями служать основні варіанти, з подальшим їх аналізом і вибором кращих.

Методи організуючих понять, «матриць відкриття» і десяткових матриць пошуку засновані на комбінаторному підході. Метод організуючих понять, розроблених Ф. Ханзеном [55], найбільш близький по своїй сутності до морфологічного ящика, передбачає генерування рішень в декілька етапів:

1. Встановлення організуючих понять і визначення їх відмітних ознак.
2. Класифікація організуючих понять по ступеню їх важливості.
3. Проведення наочних зіставлень організуючих понять із їхніми відмітними ознаками й розробка на цій основі керівного матеріалу для всіх можливих розв'язків, відповідних до обраних обмежень.
4. Оцінка ознак у відношенні їх відповідності спеціальним вимогам завдання.
5. Комбінація ознак різних організуючих понять у розв'язки.

До його особливостей слід віднести складання за особливою формою керівних матеріалів для певного класу завдань, графічне представлення організуючих понять і їх ознак, а також класифікацію ознак по важливості, спрямовану на раціональне скорочення варіантів генерованих технічних рішень.

Метод «матриць відкриття», запропонований А. Модем [55], схожий на морфологічний аналіз. При синтезі технічних рішень його суть полягає в складанні таблиці, в якій перетинаються два ряди характеристик, одна з яких напряму не стосується конструктивних особливостей технічного об'єкта, як, наприклад, у морфологічному аналізі, а може стосуватися умов експлуатації, споживання, виробництва, тощо.

Метод десяткових матриць пошуку, розроблений Р.П. Повилейко [73], включає пошук нових рішень на основі аналізу результатів систематичного застосування десяти евристичних прийомів (неологію, адаптацію, мультиплікацію, диференціацію, інтеграцію, інверсію, імпульсацію, динамізацію,

аналогію, ідеалізацію) до кожної з десяти основних груп показників технічної системи: геометричної; фізико-механічної; енергетичної; конструкційно-технологічної; надійності та довговічності, експлуатаційної, економічної, ступеня стандартизації й уніфікації; зручності обслуговування й безпеки, художньо-конструкторської. Така класифікація дозволяє побудувати десяткову матрицю пошуку, у рядках якої записані основні змінювані показники, характеристики технічного об'єкта, а в стовпцях - основні групи евристичних прийомів, де кожне гніздо відповідає певній зміні якого-небудь із основних параметрів об'єкта й готових технічних розв'язків ще не містить, але сприяє виникненню асоціацій, що активізують пошук ідеї розв'язку.

Суть диференціально-морфологічного методу синтезу запропонованого Ю.М. Кузнецовим [55] полягає в тому, що для вирішення протиріч на стадії пошуку ефективних структур механічних систем використовують евристичні прийоми повного, неповного і комбінованого розчленування окремих елементів системи, використовуючи перестановки, сполучення, встановлення послідовності роботи і функції елементів введення різних зв'язків, вибору їх місця тощо, що дає різні основні і додаткові ефекти, а при повному однонаправленому розчленуванні системи, що синтезуються, відповідають новим принципам або забезпечують нові якості.

Недоліком евристичних методів, які, в основному, використовуються при недостатній наявній інформації, вважають не спрямованість і хаотичність процесу пошуку нових рішень. Для усунення недоліків евристичних методів і кращої формалізації інформації були розроблені методи машинного пошуку рішень. Машинні методи пошуку рішень передбачають, як правило, впорядкування всіх евристичних методів у певну систему (технологію, алгоритм). У них ПК використовується з метою автоматизації таких дій, як робота з базами даних для зберігання та пошуку знайдених варіантів рішень, фізичних ефектів, контрольних питань тощо, та організації діалогу «система – користувач» з метою реалізації встановленої технології пошуку винаходу. На сьогодні використовуються такі машинні методи: «узагальнений евристичний алгоритм»; метод І-АБО-дерева;

стратегія «алгоритм вирішення винахідницьких задач» тощо. Так метод узагальненого евристичного алгоритму включає практично всі існуючі евристичні методи і являється ланцюгом взаємозв'язаних дій. Метод І-АБО-дерева припускає вибір певного числа описів об'єктів і групування їх ознак у вигляді І-АБО-дерева, що дозволяє за рахунок раніше не існуючих комбінацій ознак створювати значно більшу кількість альтернатив. Стратегія «алгоритму вирішення винахідницьких задач» є варіантом узагальненого евристичного алгоритму та автоматизують під управлінням користувача за допомогою ПК ряд стандартних дій. До недоліків «класичних» машинних методів пошуку нових рішень слід віднести велике навантаження на користувача й часто відсутність чітких критеріїв вибору оптимального рішення.

Особливість методів еволюційного моделювання полягає в автоматизації процесу пошуку рішення за відсутності участі користувача в самому процесі пошуку, що досягається за рахунок чіткого встановлення критеріїв оптимальності рішення. Участь користувача полягає у визначенні правил процесу створення винаходу. Основу «генетичних алгоритмів» складають [55]:

1. Інформаційно-термінологічний апарат біології.
2. Способи передачі генетичної інформації в череді поколінь.
3. Ідея про переважне розмноження найбільш пристосованих особин (кількість нащадків).
4. Ідея колективного пошуку екстремумів за допомогою популяції особин.

«Генетичні алгоритми» умовно можна віднести до оптимізаційних методів, що використовують певну цільову функцію. Пошук оптимального рішення відбувається послідовно, шляхом перебору варіантів і поступового переходу від однієї популяції до іншої. При переході до нової популяції за допомогою генетичних операторів (мутація, кросовер, інверсія тощо) змінюється генетичний апарат популяції (для певної підмножини особин). За допомогою цільової функції (фітнес-функції) відсікаються слабо пристосовані особини і розмножуються пристосовані, переважне право яких носить характер вірогідності. При цьому для кожного рівня цільової функції є свій коефіцієнт розмноження, що визначає

вірогідність появи того або іншого числа нащадків у даної особини. Метод передбачає виконання певного числа кроків, пройшовши які популяція приходять до оптимального стану, і таким чином оцінюється її пристосованість до даних умов. До недоліків «генетичних алгоритмів» слід віднести відсутність чітких методів організації зв'язку генотипу і фенотипу (існує проблема пов'язана із побудовою моделі об'єкту за набором генів), загальної методики побудови фітнес-функції (включаючи загальні незмінні правила для будь-якої задачі та специфічні, що відображають залежність від задачі проектування і природи об'єкту винаходу), неможливості врахування динаміки моделі об'єкту (розмір, структура хромосом, склад генів для даної задачі фіксований).

До методів синтезу технічних систем відноситься уніфікаційний синтез запропонований В.В. Васильковим [11]. Він об'єднує методи синтезу, що побудовані на основі ідей типізації та групової обробки технічних рішень, а також теорії генетичних алгоритмів. В основу запропонованого методу покладено класифікацію об'єктів, яка передбачає їх поділ на класи, підкласи і групи, що завершується формуванням головної морфологічної одиниці групового синтезу - групи. Синтезований об'єкт містить у своїй структурі основні елементи, що є притаманні для об'єктів відповідних груп.

Проте багато питань при здійсненні моделювання ГТТМ та їх синтезу залишаються недослідженими, а сама оптимізація конструкцій і режимів роботи ГТТМ із умови мінімізації сукупних витрат і максимізації продуктивності та якості виконання процесів повинна базуватися на вирішенні нелінійних задач з оптимізації їх конструктивних параметрів. Це вимагає теоретичного й експериментального дослідження цілого комплексу питань.

1.2. Принципи конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями

Функції гвинтових механізмів є досить широкими [16, 63, 85] і на даний час можна виділити 18 основних функціональних операцій, що реалізуються з їх допомогою, які різняться робочим середовищем, основними вихідними параметрами та критеріями оптимізації при оцінці їх технічного рівня (табл. 1.1). Відповідність різних компонок ГРО гвинтовим механізмам 18-ти основним функціональним операціям приведена в таблиці 1.2, з якої видно, що гвинтовим конвеєрам з розширеними технологічними можливостями, під якими в подальшому розумітимемо ГТТМ, відповідають 7 основних операцій (табл. 1.1): 1, 3, 4, 8, 12, 13, 14.

При структурному синтезу і проектуванні ГТТМ, а також їх оптимізації, необхідно згенерувати множину їх компонок, яка б максимально відповідала функціональному призначенню механізму за мінімальних затрат. При цьому для виконання багатьох функціональних операцій з використанням цих механізмів визначальною є транспортуюча здатність ГРО, що оцінюється продуктивністю, довжиною і складністю траєкторії транспортування.

Для полегшення створення оригінальних схем компонок гвинтових механізмів, які б задовольняли виконання функціональних операцій ГТТМ, проведемо кодування функцій користуючись великими літерами алфавіту: «А» – транспортування; «Б» - змішування; «В» - дозування; «Г» - калібрування (сепарування); «Д» - нагнітання і пресування; «Е» - подрібнення. При використанні даної методики кодування окремим конструкціям ГТТМ закладатимуть виконання кількох операцій, наприклад: «БА» – змішування і транспортування, «АЕД» - транспортування, подрібнення і пресування. Далі проведемо кодування напрямку розташування елементів конструкції: горизонтальне – не кодується; вертикальне – «а»; нахилене – «б»; змінне – «в».

Для синтезу значної кількості конструкцій ГТТМ створено морфологічну таблицю їхніх конструктивних елементів (табл. 1.3), яка може поповнюватись з появою нових елементів.

Таблиця 1.1

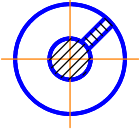
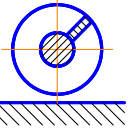
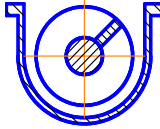
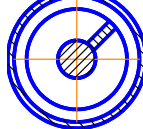
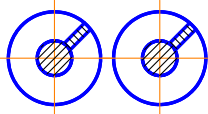
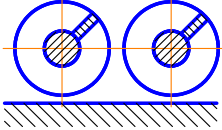
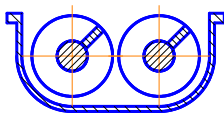
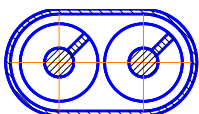
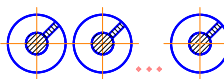
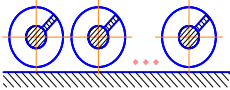
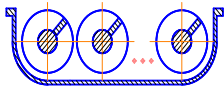

Основні функціональні операції реалізовані гвинтовими механізмами

Код операції	Функціональні операції	Робочий матеріал	Основні оптимізаційні параметри*
1	Повздожне транспортування	Сипкий, кусковий, поштучний, в'язко-пластичний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
2	Поперечне транспортування	Ворох; стеблоподібний, поштучний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
3	Змішування	Сипкий, в'язко-пластичний	$Q \rightarrow \max; K_o \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
4	Дозування	Сипкий, кусковий, в'язко-пластичний	$dQ/dt \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
5	Подавання	Поштучний	$Q \rightarrow \max; dQ/dt \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
6	Очищення	Ворох, поштучний	$K_d \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
7	Сортування	Поштучний	$P(d_i \leq d_1 \leq d_{i+1}) \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
8	Калібрування (сепарація)	Кусковий, поштучний	$P(d_i \leq d_1 \leq d_{i+1}) \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
9	Згортання	Сипкий, кусковий, ворох, стеблоподібний	$F(m > m_{\text{доп}}) \rightarrow \min; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
10	Зведення	Ворох; стеблоподібний, поштучний	$F(m > m_{\text{доп}}) \rightarrow \min; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
11	Розкидання	Сипкий, кусковий, в'язко-пластичний	$V \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
12	Нагнітання	В'язко-пластичний, рідкий, газоподібний	$P \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
13	Пресування	В'язко-пластичний	$P \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
14	Подрібнення	Кусковий, поштучний	$Q \rightarrow \max; K_y \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
15	Стругання	Монолітний, кусковий, поштучний	$Q \rightarrow \max; K_y \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
16	Розрихлення	В'язко-пластичний, стеблоподібний	$Q \rightarrow \max; K_y \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
17	Буріння	Твердий поштучний	$dL/dt \rightarrow \max; C \rightarrow \min; Q \rightarrow \max$
18	Вгвинчування	Твердий, в'язко-пластичний	$P_r \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$

* Q – продуктивність; C – сукупні витрати; K_o – однорідність змішування; dQ/dt – точність; $F(m > m_{\text{доп}})$ – втрати; K_d – ступінь очищення; $P(d_i \leq d_1 \leq d_{i+1})$ – належність до фракції; V – рівномірність; P – тиск, dL/dt – швидкість проходження; P_r – надійність фіксування; K_y – рівномірність

Таблиця 1.2

Відповідність різних компоновок ГРО основним функціональним операціям гвинтових механізмів

Типи гвинтових механізмів	Відкриті	3 направляючими елементами		
	Без направляючих елементів	Розвернуті (з направляючою площиною)	Напіввідкриті (з відкритим жолобом)	Закриті (з закритим жолобом)
Схема				
Код операції	10, 11, 15, 16, 17, 18	9, 10, 11, 16	1, 3, 4	1, 3, 4, 8, 12, 13, 14
Схема				
Код операції	5, 9, 7, 10, 11, 15	9, 10	1, 3, 14	12
Схема				
Код операції	2, 11, 15	2	1, 3	1, 3, 5, 12, 13, 14

При цьому використано наступну схему кодування сукупностей конструктивних елементів (КЕ) з використанням символу «i» (де «i» змінюється в межах від 1 до 10000):

- 1_i – приводи (електро-, пневмо-, вібро-, гідроприводи різної вартості, способу кріплення, потужності і частоти обертання);

- 2_i – передачі і редуктори (варіатори, редуктори, зубчаті, пасові, ланцюгові, фрикційні передачі з різним передаточним відношенням, різної вартості, якості, конструктивного виконання);

- 3_i – запобіжні і пружні муфти (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей, точності спрацювання і ціни);

- 4_i – гвинтові робочі органи (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей, жорсткості та ціни);

Таблиця 1.3

Морфологічна таблиця конструктивних елементів ГТТМ

Привід	Передачі і редуктори		Запобіжні та пружні муфти		Гвинтові робочі органи		Жолоби		Елементи завантаження, пересипу та розвантаження		Елементи з'єднувальні та опорно-поворотні		Елементи керування	
	Код	Вид	Код	Вид	Код	Вид	Код	Вид	Код	Вид	Код	Вид	Код	Вид
I ₀₀₁	Електродвигун 4АА 63	Редуктор ЦЗУ-100-10	3 ₀₀₁	Муфта запоб. кулачкова 63-25-У3 ДСТУ 2130-93	4 ₀₀₁	Суцільний Ст3; Т=20; D=50; d=30; Н=1	5 ₀₀₁	Шланг гнучкий ВП-32	6 ₀₀₁	Бункер Ст3 вертикальний 200*300 вагою 3 кг	7 ₀₀₁	Рама горизонтальна вагою 20 кг	8 ₀₀₁	Перетворювач частоти Alivar 50
I ₀₀₂	Електродвигун 4А71	Редуктор ЦЗС-80-10	3 ₀₀₂	Муфта запоб. кулачкова 63-6*21*25*5-У3 ДСТУ 2130-93	4 ₀₀₂	Суцільний гнучкий Ст3; Т=20; D=60; d=30; Н=1	5 ₀₀₂	Шланг гнучкий ВП-32	6 ₀₀₂	Бункер Ст3 вертикальний 200*300 вагою 3 кг	7 ₀₀₂	Рама горизонтальна вагою 22 кг	8 ₀₀₂	Перетворювач частоти Alivar 71
...
I ₀₇₈₉	Електродвигун 4А100L4У3	Ремінна понижуюча передача і=2,2	3 ₀₇₈₉	Муфта запоб. фрикційна 1-63-25-У3 ДСТУ 3174-95	4 ₀₇₈₉	Суцільний гнучкий 08кл. Т=50; D=100; d=50; Н=2	5 ₀₇₈₉	Шланг гнучкий ВП-32	6 ₀₇₈₉	Насадка Ст3 D=100; вагою 0,6 кг (А.с. СССР № 1710462)	7 ₀₇₈₉	Рама поворотно-вертикальна вагою 30 кг	8 ₀₇₈₉	Пульт ПП-55-СТ
I ₀₇₉₀	Електродвигун 4А102МВ6У3	Ремінна понижуюча передача і=2,4	3 ₀₇₉₀	Муфта запоб. фрикційна 2-63-25-У3 ДСТУ 3174-95	4 ₀₇₉₀	Суцільний гнучкий 08кл. Т=50; D=110; d=50; Н=2	5 ₀₇₉₀	Шланг гнучкий ВП-32	6 ₀₇₉₀	Насадка Ст3 D=110; вагою 0,7 кг (А.с. СССР № 1645219)	7 ₀₇₉₀	Рама поворотно-вертикальна вагою 32 кг	8 ₀₇₉₀	Латр РНО-250-10
...

5_i – жолоби - (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей, жорсткості та ціни);

- 6_i – елементи завантаження, пересипу і розвантаження - (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей і ціни);

- 7_i – елементи з'єднувальні та опорно-поворотні (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей і ціни);

- 8_i – елементи керування (електроперемикачі, кабеля, ПК, ЧПК, пульти, частотні перетворювачі, гідропневмомозолотники тощо).

Якщо в конструкції ГТТМ міститься декілька КЕ одного виду, то їх кількість записується відповідним степенем, наприклад: 2 двигуни - $(1_i)^2$; три гвинтові робочі органи - $(4_i)^3$. Це стосується і елементів завантаження, пересипу і розвантаження, якщо в конструкції ГТТМ їх окремих видів є більше одного.

Наступним кроком синтезу ГТТМ є генерація їх раціональних компоновальних схем (табл. 1.4), виходячи з потреби виконання необхідних функціональних операцій. При цьому слід врахувати взаємозв'язок конструктивних характеристик ГТТМ та відповідність ГРО виконанню функціональних операцій (табл. 1.5).

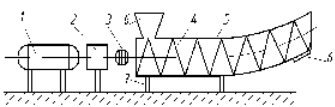
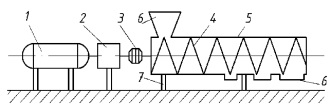
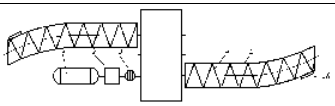
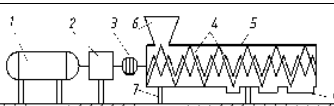
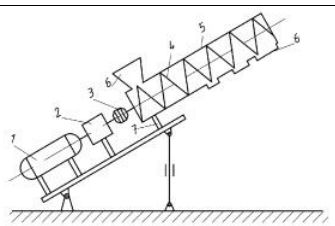
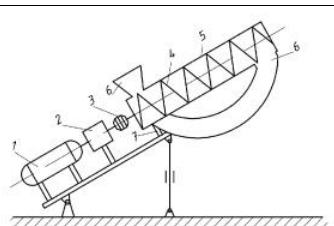
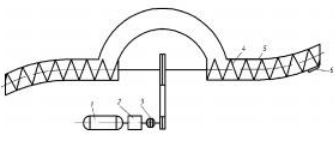
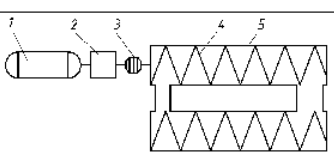
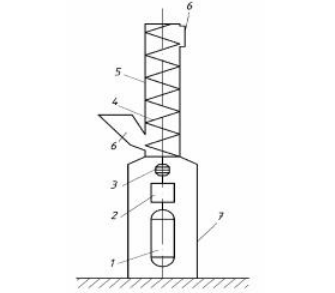
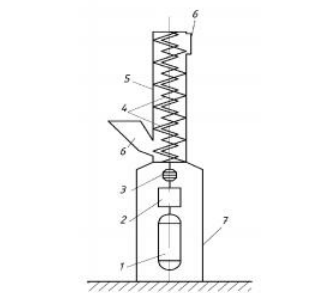
Із кожної компоновальної схеми, із 10-ти представлених в табл. 1.4, може бути генерована значна кількість відповідних конструкцій ГТТМ. Загальна кількість компоновальних схем може бути збільшена. При генеруванні конструкцій слід враховувати, що собівартість виготовлення кожної створеної залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення КЕ, (приводи, передачі і редуктори, запобіжні і пружні муфти, гвинтові робочі органи, жолоби, елементи завантаження, пересипу і розвантаження, елементи з'єднувальні та опорно-поворотні, елементи керування), а також вартості їх складання.

Для визначення собівартості конструкцій ГТТМ використаємо розроблену схему кодування сукупностей КЕ. При цьому слід відзначити, що елементи:

- $1_i, 2_i, 8_i$ є стандартними і мають визначену ціну (закуповуються);

Таблиця 1.4

Рациональні конструювальні схем ГТТМ для виконання різних функціональних операцій і їх коди

Код операції	Код ГТТМ	Схема з кодами конструктивних елементів	Код операції	Код ГТТМ	Схема з кодами конструктивних елементів
1, 3, 14	АБЕв1;2; 3;4;5;6;7;8; _i		1, 3, 4, 12, 13, 14	АБВГДЕ 1;2;3;4;5; (6) ³ 7;8; _i	
1, 3, 14	АБЕв1;2; 3;(4) ² (5) ² 6;7;8; _i		1, 3, 4, 12, 13, 14	АБВГДЕ 1;2;3;(4) ² 5;(6) ³ 7;8; _i	
1, 3, 8, 14	АБГЕб1; 2;3;4;5;(6) ³ 7;8; _i		1, 3, 14	АБЕб1;2; 3;4;5;6;7;8; _i	
1, 3, 14	АБЕв1;2; 3;(4) ² (5) ² 6;7;8; _i		1, 3, 4, 12, 13, 14	АБЕ1;2; 3;(4) ² (5) ² 6;7;8; _i	
1, 3, 14	АБЕа1;2; 3;4;5;6;7;8; _i		1, 3, 14	АБЕа1;2; 3;(4) ² 5;6; 7;8; _i	


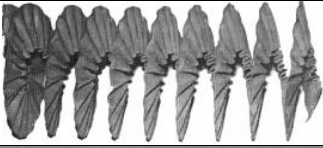








- 3_i, 5_i можуть використовуватись як стандартні (закуповуватись), так і оригінальні (виготовляються за потребою);

- 6_i, 7_i виготовляються із стандартного металопрокату (кутники, листи, труби, смуги, швелери тощо);

- 4_i – гвинтові робочі органи є, як правило, оригінальними і потребують відповідної технології виготовлення (навивання, прокатування, штампування і зварювання, виготовлення з плоских заготовок тощо).

Таблиця 1.5

Відповідність ГРО виконанню основних функціональних операцій

Гвинтові робочі органи	Схема робочого органу	Код операції
Спіральні		1 - 18
Гофровані (фасонні)		1,3, 5, 11, 15
Пружинні		1,3, 5, 16
Стрічкові		1,3, 5, 14, 16
Конічні		3
Лопатеві		1,3, 11, 14, 16
Широкопо- лосні		1, 8, 12, 13
Нахилені		1, 2, 6, 7, 9, 16
Секційні		1, 3, 14
Тарільчаті		2, 10, 16

Отже, базовим у конструкції ГТТМ є ГРО, який є найскладнішим і потребує виготовлення. Також в окремих випадках складним КЕ можуть бути запобіжні муфти. Усі інші КЕ є або стандартними, і закупаються, або нескладними у виготовленні. Відповідно, якщо вартість усієї конструкції ГТТМ прийняти за 100%, то вартість окремих КЕ орієнтовно становитиме: $1_i - 5...20\%$ (в окремих випадках може бути відсутнім по причині агрегування ГТТМ із транспортним засобом); $2_i - 0,5...12\%$; $3_i - 0,5...6\%$; $4_i - 25...70\%$; $5_i - 2...25\%$; $6_i - 0,5...3\%$; $7_i - 8...40\%$; $8_i - 1...50\%$.

При проектуванні ГТТМ у конструкції слід першим закладати КЕ 4_i , далі КЕ 5_i і 6_i , а наступними групу КЕ 1_i , 2_i , 3_i , 8_i та КЕ 7_i .

Наступний етап вибору ГТТМ передбачає експертну оцінку кожної конструкції із загальної бази синтезованих, виходячи з технічних характеристик (необхідності виконання відповідних функціональних операцій, міцності конструкції, продуктивності та якості виконання процесу) та сукупних витрат (собівартості виготовлення, експлуатації, технічного огляду (ТО) та ремонту).

При цьому експертна оцінка у кожному окремому випадку проводиться за ціновими та неціновими факторами [18, 19, 82]. До цінових факторів (вартісних показників) відноситься собівартість виготовлення, експлуатаційні витрати і витрати на ТО та ремонт. Їх оцінка проводиться за коефіцієнтом зведеної собівартості:

$$k_{\text{соб}} = \left(1 - \frac{C_n}{C_{\text{max.зр}}}\right), \quad (1.1)$$

де $C_{\text{max.зр}}$ – максимальна сумарна собівартість певної групи ГТТМ, призначених для виконання відповідних функціональних операцій: для групи М - $C_{\text{max.М}} = 5000$ грн., для групи N - $C_{\text{max.N}} = 15000$ грн., для групи L - $C_{\text{max.L}} = 50000$ грн.; C_n – сумарна собівартість виготовлення, експлуатації і ТО та ремонту n-ого ГТТМ, що забезпечує набір виконання відповідних функціональних операцій, з певної групи синтезованих, грн.:

$$C_n = (C_{ГК1} + C_{ГК2} + C_{ГК3}), \quad (1.2)$$

де $C_{ГК1}$ - собівартість виготовлення ГТТМ, грн.; $C_{ГК2}$ - експлуатаційні витрати при використанні ГТТМ за весь термін, грн.; $C_{ГК3}$ - витрати на ТО і ремонт ГТТМ за весь термін експлуатації, грн.

В залежності від величини сумарної собівартості кожна конструкція ГТТМ відноситься до певної групи: М – дешеві; N – середньої вартості; L - дорогі. Показник максимальної сумарної собівартості слід періодично коректувати з врахуванням інфляційних процесів в сторону збільшення.

Проведемо визначення величини витрат на окремі елементи конструкції ГТТМ. КЕ 3_i , 4_i можуть бути різноманітних конструкцій і виготовляться із широкого набору різних матеріалів (метали, пластмаси, гуми тощо). При розрахунку виробничої собівартості цих елементів слід враховувати витрати на основні і допоміжні матеріали, основну і допоміжну заробітну плату і нарахування на них, а також енергію для технологічних цілей та загальновиробничі витрати. Розрахунок їх виробничої собівартості напряду пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення і матеріальними витратами на їх виготовлення, і орієнтовно може бути визначений за формулою:

$$C_{3_i, 4_i} = k_{сер} \cdot k_{скл} \cdot ((k_{мп-з} \cdot k_{од} \cdot (\sum_{z=1}^l n_z \cdot C_z + \sum_{j=1}^q m_j \cdot C_j - \sum_{j=1}^q m_{e_j} \cdot C_{e_j}) + (k_{одл} \cdot k_{од} \cdot k_{нар} + k_{зв}) \cdot (c_1 \cdot \sum_{e=1}^w T_e + c_2 \cdot T_r) + k_{вен} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot C_j) \quad , \quad (1.3)$$

де $k_{сер}$ – коефіцієнт серійності, що враховує обсяги виготовлення КЕ, для одиничного виробництва: $k_{сер од} = 1,25 \dots 1,5$, для серійного виробництва: $k_{сер} = 1,01 \dots 1,25$, для масового виробництва: $k_{сер} = 1$; $k_{скл}$ – коефіцієнт, що враховує конструктивну складність виготовлення КЕ, $k_{скл} = 1 \dots 1,5$; $k_{мп-з}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати, $k_{мп-з} = 1,05 \dots 1,15$; $k_{од}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на додаткові матеріали, $k_{од} = 1,01 \dots 1,02$; l – кількість видів комплектуючих, які використовуються для виготовлення КЕ; n_z – кількість комплектуючих z -го виду, які використовуються для виготовлення КЕ; C_z – ціна

комплектуючої z -го виду, грн.; q – кількість матеріалів, які використовуються для виготовлення КЕ; m_j – маса матеріалу j -го виду, який використовується для виготовлення КЕ, кг; $Ц_j$ – ціна матеріалу j -го виду, який використовується для виготовлення КЕ, грн.; m_{ej} – маса відходів матеріалу j -го виду, кг; $Ц_{ej}$ – ціна відходів матеріалу j -го виду, грн.; $k_{допл}$ – коефіцієнт доплат, $k_{допл} = 1,25 \dots 1,3$; $k_{доод}$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників, $k_{доод} = 1,03 \dots 1,1$; $k_{нар}$ – коефіцієнт відрахування на соціальне страхування, $k_{нар} = 1,38 \dots 1,39$; $k_{зв}$ – коефіцієнт, що враховує загальнопромислові витрати при виготовленні КЕ, $k_{зв} = 1,4 \dots 1,8$; c_1, c_2 – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які, відповідно, зайняті виготовленням деталей для КЕ і його складанням, грн.; w – кількість видів деталей, які виготовляються для КЕ; T_e – трудомісткість механічної обробки e -го виду деталей КЕ, нормо/год.; T_r – трудомісткість складання і налагодження КЕ, нормо/год.; $k_{вен}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на енергію для технологічних цілей при виготовленні КЕ, $k_{вен} = 1,05 \dots 1,2$.

Відомо [89], що спосіб виготовлення ГРО залежить від типу виробництва, який значно впливає на його собівартість (табл. 1.6).

Конструктивні елементи $5_i, 6_i, 7_i$ є нескладними і виготовляються із стандартного металопрокату. Розрахунок їх виробничої собівартості напряму пов'язаний із матеріальними витратами на їх виготовлення і укрупнено визначається за формулою:

$$C_{5_i, 6_i, 7_i} = k_{сер} \cdot k_{зв} \cdot k_{мп-з} \cdot m_m \cdot Ц_m - m_e \cdot Ц_e, \quad (1.4)$$

де $k_{зв}$ – коефіцієнт, що враховує відношення витрат при виготовленні КЕ: виробнича собівартість / витрати на матеріали, $k_{зв} = 1,35 \dots 2$; m_m – маса стандартного металопрокату, який використовується для виготовлення КЕ, кг; $Ц_m$ – усереднена ціна стандартного металопрокату, грн.; m_e – маса відходів з металопрокату, кг; $Ц_e$ – усереднена ціна відходів з металопрокату, грн.

Таблиця 1.6

Залежність витрат від способу виробництва ГРО

№ п/п	Спосіб виробництва ГРО	Тип виробництва (витрати)		
		одиничне	серійне	масове
1.	Штапування і зварювання спіралей	високі	-	-
2.	Прокатування спіралей	-	високі	середні
3.	Навивання спіралей	середні	низькі	низькі
4.	Виготовлення спіралей з плоских заготовок	середні	низькі	-
5.	Секційних виготовлених із пластмасових елементів	-	середні	низькі
6.	Секційних виготовлених із металевих елементів	-	середні	низькі
7.	Виготовлення спіралей із пластмасових заготовок	середні	низькі	-
8.	Виготовлення із гумових елементів і заготовок	середні	низькі	низькі

Отже, собівартість виготовлення ГТТМ укрупнено можна визначити за формулою:

$$C_{ГК1} = k_{mp-3} \cdot \left(\sum_{a=1}^i C_{1i} + \sum_{b=1}^i C_{2i} + \sum_{c=1}^i C_{8i} \right) + \sum_{d=1}^i C_{3i} + \sum_{o=1}^i C_{4i} + \sum_{v=1}^i C_{5i} + \sum_{f=1}^i C_{6i} + \sum_{y=1}^i C_{7i} + k_{донл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (1.5)$$

де i – кількість елементів, що входять до відповідної групи конструктивних елементів ГТТМ (1 до 10000); C_{1i} – вартість приводів, грн.; C_{2i} – вартість передач і редукторів, грн.; C_{3i} – вартість запобіжних і пружних муфт, грн.; C_{4i} – вартість робочих органів, грн.; C_{5i} – вартість жолобів, грн.; C_{6i} – вартість елементів завантаження, пересипу і розвантаження, грн.; C_{7i} – вартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; C_{8i} – вартість елементів керування, грн.; c_3 – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті

складанням ГТТМ, грн.; T_h – трудомісткість складання і налагодження ГТТМ, нормо/год.

Експлуатаційні витрати при використанні ГТТМ за весь термін складатимуться із 4-х видів витрат: енергетичних, пов'язаних із роботою приводів під час виконання транспортно-технологічних процесів; на основну і допоміжну заробітну плату операторів і нарахування на них; пов'язаних із пошкодженням (травмуванням) частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів; на монтаж-демонтаж. Усі зазначені види експлуатаційних витрат для об'єктивності розрахунків (враховуючи фактор зміни коштів у часі) доцільно звести за весь період до 1-го року. Експлуатаційні витрати укрупнено визначаються за формулою:

$$C_{ГТТ} = \sum_{t=0}^x (k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot k_{ном} \cdot P_{вст} \cdot Ц_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot c_4 \cdot N_{он} \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot \Phi_{ефр} + k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot P_{пошк} \cdot m_{вант} \cdot Ц_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + N_{скл} \cdot c_5 \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot (N_m \cdot T_b + N_d \cdot T_d)) / (1+u)^t, \quad (1.6)$$

де t – номер року використання; x – термін експлуатації, роки; $k_{вик}$ – коефіцієнт використання за зміну протягом року, $k_{вик} = 0,001 \dots 0,95$; $k_{зм}$ – кількість змін використання, $k_{зм}: 1, 2, 3$; $k_{ном}$ – коефіцієнт використання приводів по потужності, $k_{ном} = 0,5 \dots 0,95$; $P_{вст}$ – сумарна потужність енергообладнання, кВт; $Ц_{ен}$ – ціна одиниці енергетичних ресурсів, грн./кВт.; $\Phi_{ефо}$ – ефективний фонд часу роботи на плановий період протягом зміни, год. ($\Phi_{ефо} = 1970$ год.); c_4 – середньозважена погодинна тарифна ставка операторів, що зайняті у виробничому процесі з використанням ГТТМ, грн.; $N_{он}$ – кількість операторів, чол.; $\Phi_{ефр}$ – ефективний фонд робочого часу одного оператора, год. ($\Phi_{ефр} = 1860$ год.); $P_{пошк}$ – імовірність пошкодження частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів, $P_{пошк} = 0 \dots 0,02$; $m_{вант}$ – маса технологічно переробленого вантажу протягом однієї години, кг; $Ц_{ен}$ – вартість вантажу, грн./кг; $N_{скл}$ – кількість працівників, що зайняті у процесі монтажу-демонтажу, чол.; c_5 – середньозважена погодинна тарифна ставка працівників, які зайняті процесом монтажу-демонтажу, грн.; N_m, N_d – відповідно кількість монтажів і демонтажів протягом року;

T_b, T_d – відповідно трудомісткість одного монтажу і демонтажу, нормо/год.;
 u – ставка дисконтування, $u = 0,2 \dots 0,4$.

Витрати на ТО і ремонт ГТТМ за весь термін експлуатації укрупнено визначаються по формулі:

$$C_{ГКЗ} = \sum_{t=0}^x (C_{ГК1} \cdot k_{nc} \cdot k_{nod} \cdot k_{np}) / (1+u)^t, \quad (1.7)$$

де k_{nc} – коефіцієнт переводу виробничої собівартості у повну (враховує величину адміністративних і поза виробничих витрат), $k_{nc} = 1,1 \dots 1,2$; k_{nod} – коефіцієнт, який враховує величину податку на добавлену вартість, k_{nod} : 1,2 до 31.12.2013 року, 1,17 з 01.01.2014 року; k_{np} – коефіцієнт річного відрахування на ТО і поточний ремонт, $k_{np} = 1,06 \dots 1,14$.

До нецінових факторів відносяться оцінка продуктивності та якості виконання транспорто-технологічних процесів.

Оцінка продуктивності проводиться за коефіцієнтом продуктивності по формулі:

$$k_{np} = \frac{Q_n}{Q_{max\ gr}}, \quad (1.8)$$

де Q_n – продуктивність n-ого ГТТМ, що забезпечує набір виконання відповідних функціональних операцій, з певної групи синтезованих; $Q_{max\ gr}$ – максимальна продуктивність певної групи ГТТМ, призначених для виконання відповідних функціональних операцій.

Також коефіцієнт продуктивності можна визначити за експертною оцінкою, як процентне співвідношення продуктивності n-ої конструкції до максимальної продуктивності представника групи, показник якого приймається за 100%.

До якісних показників виконання транспорто-технологічного процесу відноситься однорідність змішування, точність дозування та інші специфічні показники. Окремі їх показники, з метою порівняння альтернативних конструкцій,

можна визначити кількісно [82]. Їх оцінка проводиться за коефіцієнтом якості по формулі:

$$k_{\text{як}} = \frac{P_n}{1000}, \quad \text{де } P_n = \sum_{s=1}^m Z_m \cdot \Phi_{mn} \quad (1.9)$$

де Z_m – значення фактора; Φ_{mn} – факторний рахунок для і-того фактора в n-ого ГТТМ; m – кількість факторів.

Проводиться оцінка показників характеристик якості ГТТМ (основних оптимізаційних параметрів) в таблиці 1.7. Бальна шкала оцінки якісних факторів ГТТМ визначатиметься наступним чином: відмінно – 10; дуже добре – 8; добре – 6; задовільно – 4; погано – 2. При проведенні оцінки до якісних факторів відносяться лише визначальні для певної групи ГТТМ, призначеної для виконання відповідних функціональних операцій

Оцінка міцності та надійності конструкції проводиться за коефіцієнтом запасу міцності з врахуванням динамічного навантаження слабшої ланки:

$$k_{\text{мц}} = \left(1 - \frac{T_{\text{max дин}}}{T_{\text{доп}}}\right), \quad (1.10)$$

де $T_{\text{max дин}}$ – максимальне динамічне навантаження n-ого ГТТМ; $T_{\text{доп}}$ – допустиме навантаження n-ого ГТТМ.

Кінцевий вибір проводиться шляхом пошуку ГТТМ з певної групи, що призначена для виконання відповідних функціональних операцій, шляхом максимізації очікуваних позитивів із загальної сукупності альтернативних варіантів за формулою:

$$A_n = \frac{k_{\text{соб}} \cdot k_{\text{ваг1}} + k_{\text{нр}} \cdot k_{\text{ваг2}} + k_{\text{як}} \cdot k_{\text{ваг3}} + k_{\text{мц}} \cdot k_{\text{ваг4}}}{k_{\text{ваг1}} + k_{\text{ваг2}} + k_{\text{ваг3}} + k_{\text{ваг4}}}, \quad (1.11)$$

де $k_{\text{ваг1}}$, $k_{\text{ваг2}}$, $k_{\text{ваг3}}$, $k_{\text{ваг4}}$ – відповідно ваги показників сумарної собівартості,

продуктивності, якості виконання процесу та запасу міцності з врахуванням динамічного навантаження слабшої ланки ГТТМ, що враховують їх важливість і пріоритетність, $k_{ваз} = 1 \dots 10$.

Таблиця 1.7

Оцінка показників характеристик якості ГТТМ

№ фактора	Значення фактора ($\sum 100$)	Фактори оцінки якісних характеристик ГТТМ
	50..100	Однорідність змішування
	60..100	Точність дозування
	1..100	Втрати (пошкодження)
	20..100	Ступінь очищення
	30..100	Належність до фракції
	40..100	Рівномірність
	70..100	Тиск
	5..100	Швидкість проходження
	70..100	Надійність фіксування
	5..100	Довжина транспортування
	5..100	Траєкторія транспортування
	5..100	Мобільність зміни траєкторії транспортування
	10..100	Безпека при експлуатації
	5..100	Складність завантаження
	5..100	Складність розвантаження

1.3. Структурний синтез гвинтових змішувачів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням

Одним із шляхів вирішення завдання створення нових конструкцій гвинтових змішувачів (ГЗ) є втілення прогресивних методів пошуку нових технічних рішень на ранніх стадіях конструкторської підготовки виробництва. Цього можна досягти при використанні морфологічного аналізу, який на четвертому етапі передбачає синтез варіантів об'єкта, що на основі складеної морфологічної матриці дає можливість отримати повну кількість рішень [56]:

$$N = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (1.12)$$

де n – характеристика; K_j – число альтернатив характеристики.

На основі виконаного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування і змішування сипких матеріалів та сучасних вимог до їх роботи шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу згенеровано нові схеми ГЗ [31]. Для цього складена морфологічна матриця у вигляді таблиці (табл. 1.8), що містить в собі обмежену кількість елементів ГЗ та зв'язків між ними, що представляють їх основні конструктивні ознаки (рис. 1.1).

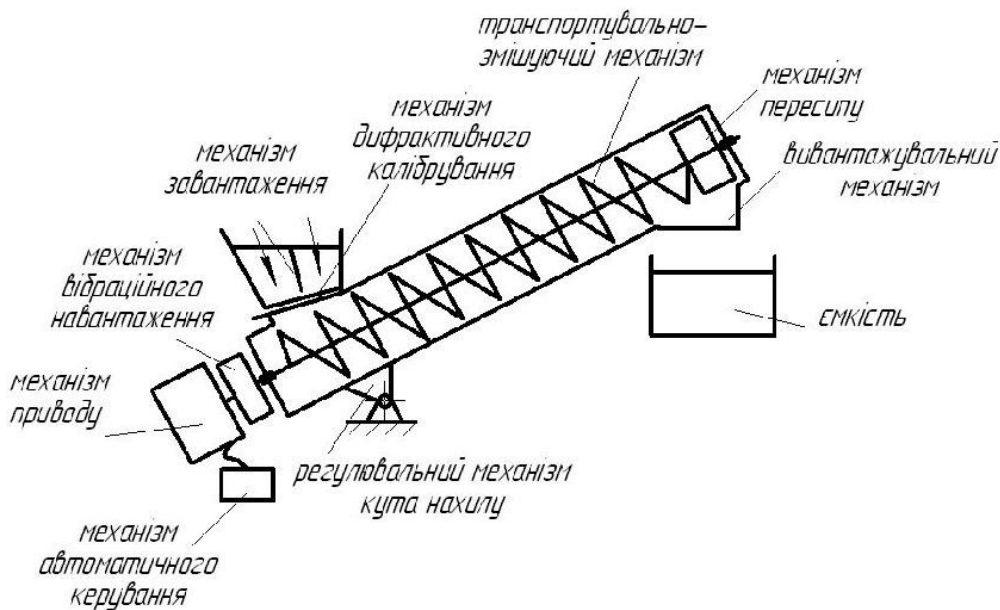


Рис. 1.1. Структурна схема гвинтового змішувача

Морфологічна таблиця конструктивних ознак гвинтового змішувача

Механізм приводу		Транспортно-змішувачий механізм			6. Механізм завантаження	7. Розташування конвеєра	8. Корпус	Механізм пересипу		11. Ємність	12. Механізм керування
1. Кількість	2. Вид	3. Вид руху	Робочий орган					9. Принцип дії	10. Розташування		
			4. Лопатки	5. Шнек							
1.1. Один 1.2. Два 1.3. Три 1.4. Декілька 1.5. Немає	2.1. Електродвигун 2.2. Пнемопривод 2.3. Вібропривод 2.4. Гідропривод	3.1. Циклічний 3.2. Безперервний 3.3.3 тимчасовими зупинками 3.4.3 прискореннями і сповільненнями	4.1. Немає 4.2. Гвинтові 4.3. Прямі 4.4.3 прорізи 4.5.3 виступами 4.6. Чашкоподібні 4.7. Змінних розмірів 4.8. Складного профілю	5.1. Звичайний 5.2.3 прорізи по зовнішньому діаметру 5.3.3 отворами 5.4.3 прорізи по внутрішньому діаметру 5.5. Конічні 5.6. Змінного кроку 5.7. Профільні 5.8. Гофровані 5.9. Змінної жорсткості	6.1. Гравітаційний 6.2. Примусовий 6.3. Роздільний 6.4. Із калібруванням 6.5.3 додатковими технологічними операціями 6.6. Багатоланковий	7.1. Горизонтальне 7.2. Вертикальне 7.3. Нахилене 7.4. Змінне	8.1. Нерухомий 8.2. Рухомий 8.3. Обертотий 8.4. Коливний 8.5. Із складним рухом	9.1. Немає 9.2. Центрифуга 9.3. Лопатки 9.4. Піднімальне колесо 9.5. Пневматичне сопло 9.6. Шнек 9.7. Скребки 9.8. Стрічка	10.1. Верхнє 10.2. Нижнє 10.3. Бічне 10.4. Немає	11.1. Стационарна 11.2. Рухома 11.3. Конвеєр	12.1. Електроперемикачі 12.2. Механічне 12.3. Гідро-, пневмозолотники 12.4. ЧПК 12.5. Комбіноване

Таблиця поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ГЗ і зв'язки між ними. До складу стовбців внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: механізм приводу, транспортно-змішувачий механізм, механізм завантаження, розташування конвеєра, корпус, механізм пересипу, ємність, механізм керування. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а при появі нової інформації – за рахунок додаткових ознак. Представлений варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих ознак елементів з метою не створювати у моделі несуттєву інформацію, яка ускладнює вибір корисної.

Морфологічна модель ГЗ (табл. 1.8) також представлена у вигляді морфологічних матриць (1.13 і 1.14), що утворюються шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці. Тобто, в загальному випадку, схему ГЗ можна представити як $M_{ГК} = |M_{МП}| \wedge |M_{ТЗМ}| \wedge |M_{МЗ}| \wedge |M_{Р}| \wedge |M_{К}| \wedge |M_{МП}| \wedge |M_{Є}| \wedge |M_{МК}|$.

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГЗ, що входять в морфологічну матрицю (1.13), є дуже великою $N = 331776000$, що важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. Тому доцільно обмежити кількість конструктивних ознак та виділити найбільш суттєві. При цьому одержується скорочена матриця (1.14) із загальною кількістю можливих варіантів $N_c = 1166400$.

Морфологічні матриці ГЗ:

повна:

$$M_{ГК1} = \begin{matrix} \begin{matrix} |1.1 & 2.1| \\ |1.2 & 2.2| \\ |1.3 & 2.3| \\ |1.4 & 2.4| \\ |1.5 & 2.5| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |3.1 & 4.1 & 5.1| \\ |3.2 & 4.2 & 5.2| \\ |3.3 & 4.3 & 5.3| \\ |3.4 & 4.4 & 5.4| \\ & 4.5 & 5.5| \\ & 4.6 & 5.6| \\ & 4.7 & 5.7| \\ & 4.8 & 5.8| \\ & & 5.9| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |6.1| \\ |6.2| \\ |6.3| \\ |6.4| \\ |6.5| \\ |6.6| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |7.1| \\ |7.2| \\ |7.3| \\ |7.4| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |8.1| \\ |8.2| \\ |8.3| \\ |8.4| \\ |8.5| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |9.1 & 10.1| \\ |9.2 & 10.2| \\ |9.3 & 10.3| \\ |9.4 & 10.4| \\ |9.5| \\ |9.6| \\ |9.7| \\ |9.8| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |11.1| \\ |11.2| \\ |11.3| \end{matrix} \wedge \begin{matrix} |12.1| \\ |12.2| \\ |12.3| \\ |12.4| \\ |12.5| \end{matrix} \end{matrix}; \quad (1.13)$$

скорочена:

$$M_{ГКІ} = \begin{array}{c} \left| \begin{array}{cc} 1.1 & 2.1 \\ 1.2 & \\ 1.3 & \end{array} \right| \wedge \begin{array}{c} \left| \begin{array}{ccc} 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ & 4.3 & 5.3 \\ & 4.4 & 5.4 \\ & 4.5 & 5.5 \\ & & 5.6 \\ & & 5.7 \\ & & 5.8 \\ & & 5.9 \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \\ 7.4 \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{cc} 9.1 & 10.1 \\ 9.2 & 10.2 \\ 9.3 & 10.3 \\ 9.4 & \\ 9.5 & \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{c} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \end{array} \right| \wedge \left| \begin{array}{c} 12.1 \\ 12.2 \end{array} \right| . \quad (1.14)$$

Проте кількість отриманих варіантів у результаті такого синтезу є дуже значною, що утруднює пошук найбільш раціональних рішень. Тому доцільно скористатись методом синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [29]. Цей метод базується на морфологічному аналізі, проте він передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів, як правило 3, з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи. Даний метод передбачає розчленування загальної задачі на часткові та проведення пошуку раціонального рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх копонуванням. Так до першого ієрархічного рівня слід віднести ті конструктивні елементи механічної систем, які безпосередньо впливають на якість і продуктивність виконання технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, що допомагають реалізовувати функції відповідної механічної системи і мають опосередкований вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, які є необхідні для роботи механічної системи, але не мають впливу на реалізацію технологічного процесу (елементи третього порядку). Ці конструктивні елементи, при копонуванні механічної системи, слід вибирати в першу чергу виходячи із економічної доцільності (їх ціни та вартості експлуатації). Генеруванні альтернатив пропонованим вдосконаленим методом передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих

конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів. На наступному етапі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні морфологічного аналізу. При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься по формулі:

$$N_{IT} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i, \quad (1.15)$$

z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; K_i – альтернатива конструктивної ознаки елемента певного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивної ознаки елемента певного ієрархічного рівня.

Розглянемо модель механічної системи «Гвинтових змішувач», зображену на рис. 1.2. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – жолоб; 2 – гвинтовий робочий орган; 3 – механізм пересипу; до другої ієрархічної групи: 4 – бункер; 5 – опорно-регулювальний механізм; до третьої ієрархічної групи: 6 – двигун-редуктор. Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів гвинтових змішувачів з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – жолоби; 2_i – гвинтові робочі органи; 3_i – механізми пересипу; 4_i – бункери; 5_i – опорно-регулювальні механізми; 6_i – двигун-редуктори. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: два гвинтових робочих органів - $(2_{12})^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два жолоби - $(1_7 \cup 1_{92})$.

В результаті генерування альтернатив конструкцій ГЗ, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 1.3):

- для першого ієрархічного рівня: $(1)1_1$ - $(1)1_3$ (рис. 1.4); $(1)2_1$ - $(1)2_9$

(рис. 1.5); (1)3₁ - (1)3₄ (рис. 1.6);

- для другого ієрархічного рівня: (2)4₁ - (2)4₄; (2)5₁ - (2)5₃;

- для третього ієрархічного рівня: (3)6₁ - (3)6₄.

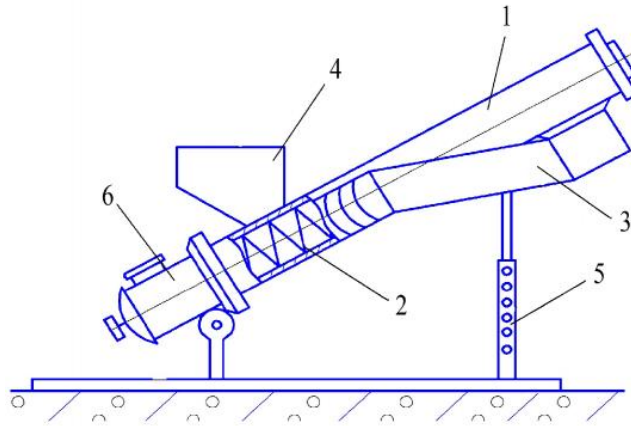


Рис. 1.2. Модель механічної системи «Гвинтових змішувач»: 1 – жолоб;
2 – гвинтовий робочий орган; 3 – механізм пересипу; 4 – бункер; 5 – опорно-регулювальний механізм; 6 – двигун-редуктор

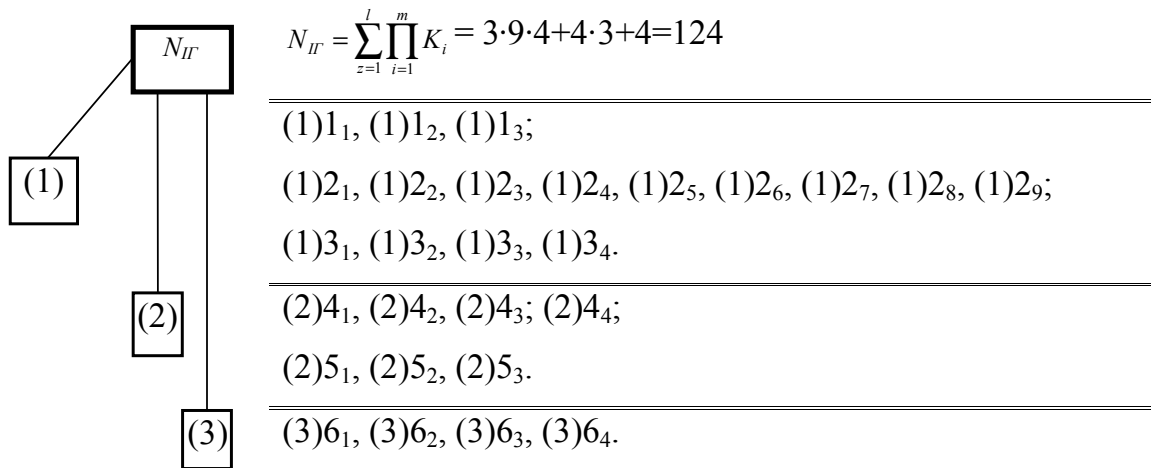


Рис. 1.3. Модель механічної системи «Гвинтових змішувач»: (1) – перший ієрархічний рівень; (2) – другий ієрархічний рівень; (3) – третій ієрархічний рівень

Приклади компонок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені на рисунку 1.7.

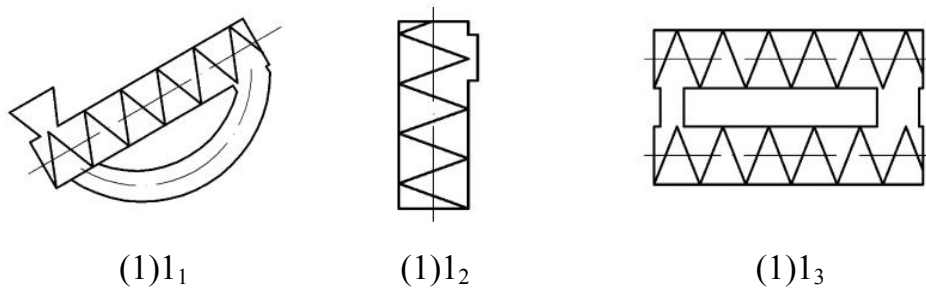


Рис. 1.4. Варіанти механізмів пересипу: (1)1₁ - розміщення під змінним кутом від 10° до 80°; (1)1₂ - вертикальне розміщення; (1)1₃ - горизонтальне розміщення

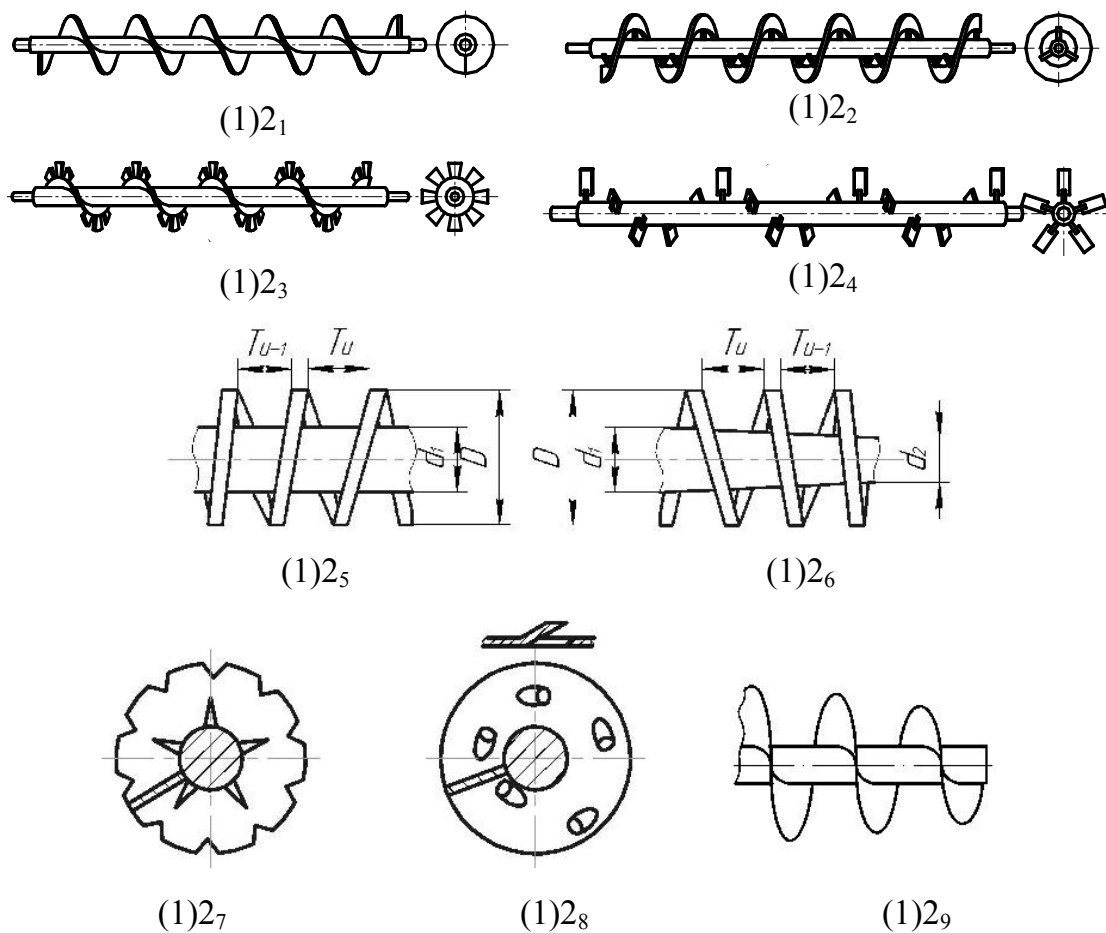


Рис. 1.5. Варіанти конструкції гвинтів: (1)2₁ - суцільний; (1)2₂ - з радіальними перемичками; (1)2₃ - стрічковий; (1)2₄ - лопатевий; (1)2₅ - циліндричний зі змінним кроком; (1)2₆ - циліндричний з конічним валом; (1)2₇ - профільний; (1)2₈ - з внутрішніми отворами; (1)2₉ - конічний

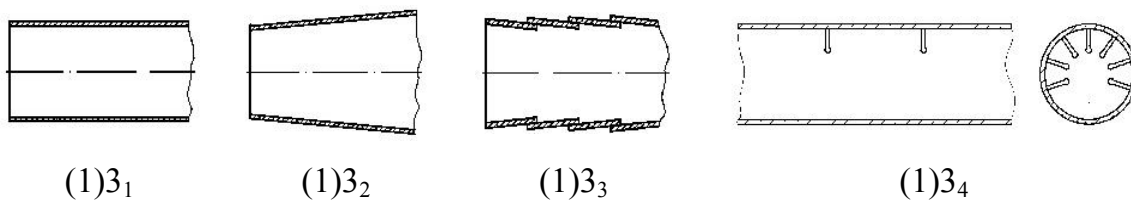


Рис. 1.6. Варіанти конструкцій жолобів: $(1)3_1$ – з постійними параметрами;
 $(1)3_2$ – конічний; $(1)3_3$ – витий; $(1)3_4$ - з радіальними перемичками

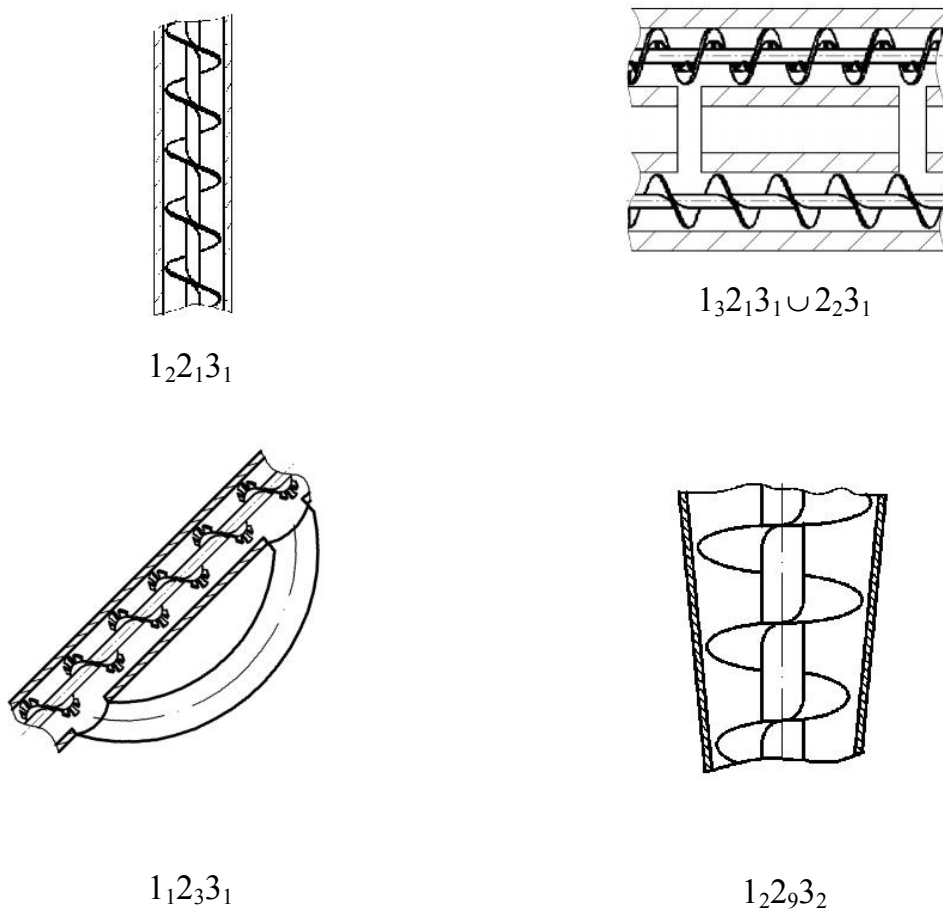


Рис. 1.7. Приклади компонок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГЗ використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме:

$$N = \prod_{j=1}^n K_j = 5184 \text{ варіанти, що майже у 42 рази більше,}$$

ніж при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу: $N_{IT} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 124$. Це вказує на доцільність використання запропонованого методу, що значно полегшує перебір альтернатив та пошук найкращих.

В результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів ГЗ (рис. 1.8), які захищені патентами України на винаходи.

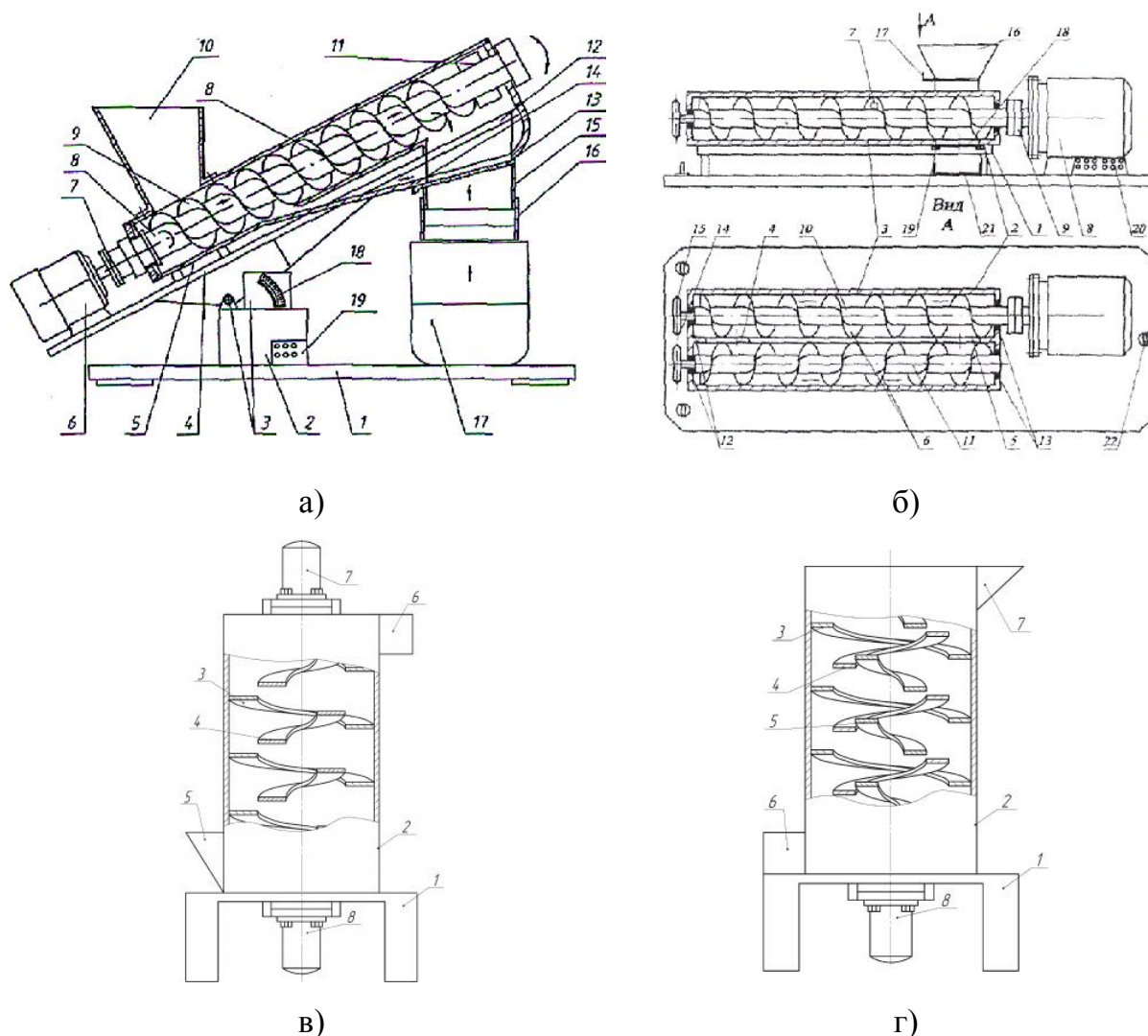


Рис. 1.8. Синтезовані конструкції змішувачів з гвинтовими робочими органами, захищених патентами України: а) д. п. України №34056; б) д. п. України №34406; в) д. п. України №63392; г) д. п. України №64311

1.4. Структурний синтез гвинтових сепараторів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням

Для пошуку нових ідей по створенню прогресивних конструкцій гвинтових сепараторів (ГС) доцільно використовувати відомий метод морфологічного аналізу [56], що дає можливість отримати повну кількість рішень (1.12), та його модифікований варіант: метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [32], який передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, починаючи з вищих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при економії витратах зусиль та часу.

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес сепарації матеріалів ГС шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [86] було визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основні чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 1.9. Вона поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ГС і зв'язки між ними, а до їх складу внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: привід, вібраційна муфта, гвинтовий робочий орган (ГРО), механізм завантаження, розташування сепаратора, механізм розвантаження. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а також за рахунок додаткових ознак. Проте даний варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих ознак елементів з метою спрощення моделі, що дозволить мінімізувати кількість генерованих варіантів.

Дана морфологічна таблиця включає особливі морфологічні ознаки вібраційної муфти: елементи обкочування (2) та обкочуючі пази (3), які можуть бути чи не бути присутніми у цьому елементі ГС. Ці ознаки значно підвищують ефективність вібраційної складової муфти і за певних конструктивних виконань дозволяють отримати періодичні та неперіодичні розчеплення півмуфт із значною кількістю повертань [35], що сприяє кращому виконанню процесу сепарації.

Таблиця 1.9

Морфологічна таблиця ознак конструктивних елементів гвинтового сепаратора

1. Привід	Вібраційна муфта			Гвинтовий робочий орган						10. Механізм завантаження	11. Розташування сепаратора	Механізм розвантаження	
	2. Елементи обкошування	3. Обкошувачі пази	4. Елементи передачі обертального моменту	5. Демпфер	6. Вид руху в радіальному напрямку	7. Вид руху в осьовому напрямку	8. Вид	9. Кількість	12. Розташування розвантажувальних отворів			13. Кількість розвантажувальних отворів	
1.1. Електродвигун	2.1. Роль	3.1. Круглий	4.1. Ролик	5.1. Втулка (ди-	6.1. Безпервний	7.1. Рухомий	8.1. Суцільний	9.1. Один	10.1. Гравітаційний	11.1. Горизонтальне	12.1. Бічне	13.1. Два	
1.2. Пневмомпривід	2.2. Кулька	3.2. Фасонний	4.2. Кулька	5.2. Циліндрична	6.2. Циліндричний	7.2. Частково рухомий	8.2. Стрічковий	9.2. Два	10.2. Примусовий	11.2. Вертикальне	12.2. Вертикальне	13.2. Три	
1.3. Вибірочний привід	2.3. Еліпсний	3.3. Еліпсний	4.3. Конусний	5.3. Конусний	6.3. 3 тимчасовими	7.3. Нерухомий	8.3. Гофрований	8.4. Лопатевий	10.3. Роздільний	11.3. Нахилений	12.3. Нахилений	13.3. Чотири	
1.4. Гідропривід	2.4. Кулачок	3.4. Кулачок	4.4. Кулачок	5.4. Кулачок	6.4. 3 прискорення	7.4. 3 прискорення	8.4. 3 прискорення	8.5. Пружинний	10.4. Із калібруванням	11.4. Змінне	12.4. Змінне	13.4. Значна кількість	
	2.5. Конічна	3.5. Конічна	4.5. Конічна	5.5. Конічна	6.5. Конічна	7.5. Конічна	8.5. Конічна	8.6. Нахилений	10.5. З додатковими технологічними операціями				
	2.6. Сферичний	3.6. Сферичний	4.6. Сферичний	5.6. Сферичний	6.6. Сферичний	7.6. Сферичний	8.6. Сферичний		10.6. Багатоланковий				

Також морфологічна таблиця включає особливі морфологічні ознаки ГРО: вид руху в осьовому напрямку (7) та їх кількість (9), які сприяють значному покращенню виконання процесу сепарації ГС.

Морфологічну модель ГС (табл. 1.9) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці:

$$N_{GC} = \left(\begin{array}{c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c} \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{array} & \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \end{array} & \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{array} & \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \end{array} & \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \end{array} & \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{array} & \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} & \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.4 \\ 8.5 \\ 8.6 \end{array} & \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \end{array} & \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \\ 10.3 \\ 10.4 \\ 10.5 \\ 10.6 \end{array} & \begin{array}{c} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \\ 11.4 \end{array} & \begin{array}{c} 12.1 \\ 12.2 \\ 12.3 \end{array} & \begin{array}{c} 13.1 \\ 13.2 \\ 13.3 \\ 13.4 \end{array} \end{array} \right).$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГС, яка входять в морфологічну матрицю, є дуже значною $N = 23887872$ і важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. В даному випадку можна скористатись комбінацією методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Сам метод базується на морфологічному аналізі та передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів з віднесенням до кожного окремих ознак конструктивних елементів системи [86].

У нашому випадку особливості комбінації даного методу полягатимуть у розчленуванні першого ієрархічного рівня на дві підгрупи, які відобразатимуть особливі морфологічні ознаки вібраційної муфти: елементи обкочування (2) та обкочуючі пази (3), й особливі морфологічні ознаки гвинтового робочого органу: вид руху в осьовому напрямку (7) та кількість (9). Згідно запропонованого групування до першої підгрупи першого ієрархічного рівня моделі механічної системи «Гвинтових сепаратор» (рис. 1.9) слід віднести такі конструктивні елементи: 2 – елементи обкочування вібраційної муфти та 3 – обкочуючі пази вібраційної муфти (рис. 1.10), а до другої підгрупи першого ієрархічного рівня

необхідно віднести наступні конструктивні елементи: 7 – вид руху ГРО в осьовому напрямку та 9 – кількість ГРО; до другого ієрархічного рівня: 5 – демпфер у вібраційній муфті; 6 – вид руху ГРО в радіальному напрямку; 8 – вид ГРО; 10 – механізм завантаження ГС; 13 – кількість розвантажувальних отворів у ГС; до третього ієрархічного рівня: 1 – привід; 4 - елементи передачі обертового моменту вібраційною муфтою (рис. 1.11); 11 – розташування ГС; 12 - розташування розвантажувальних отворів ГС. При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з розбивкою їх на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься по формулі:

$$N_{II} = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i, \quad (1.16)$$

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 елементу певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивної ознаки елементів певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня.

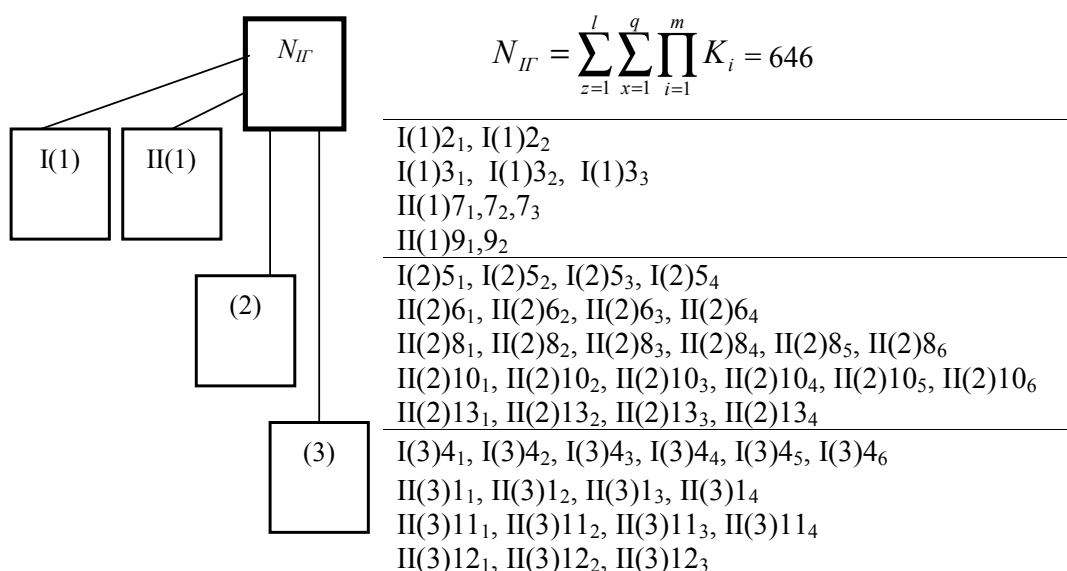


Рис. 1.9. Модель механічної системи «Гвинтовий сепаратор»: I – перша підгрупа ієрархічного рівня; II – друга підгрупа ієрархічного рівня; (2) - другий ієрархічний рівень; (3) - третій ієрархічний рівень

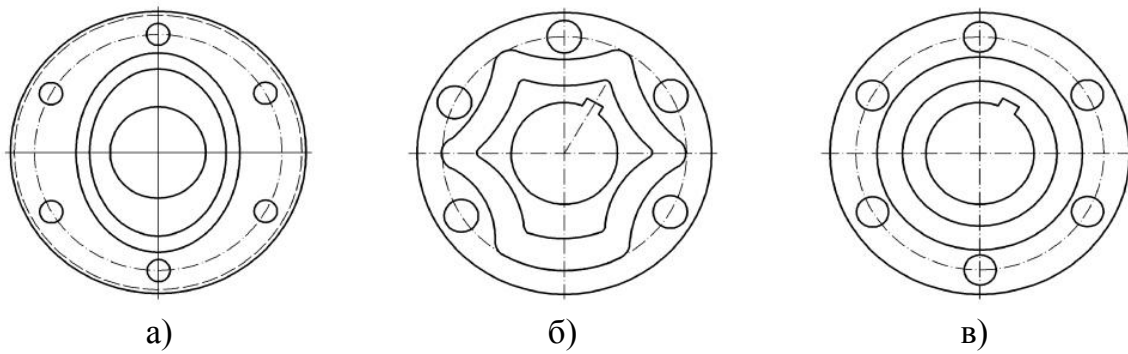


Рис. 1.10. Пази в муфтах: а) еліпсний (для обкочування кульками [23]); б) фасонний (для обкочування кульками - д. п. України №4284); в) круглий (для обкочування кульками чи роликками - д. п. України №77158)

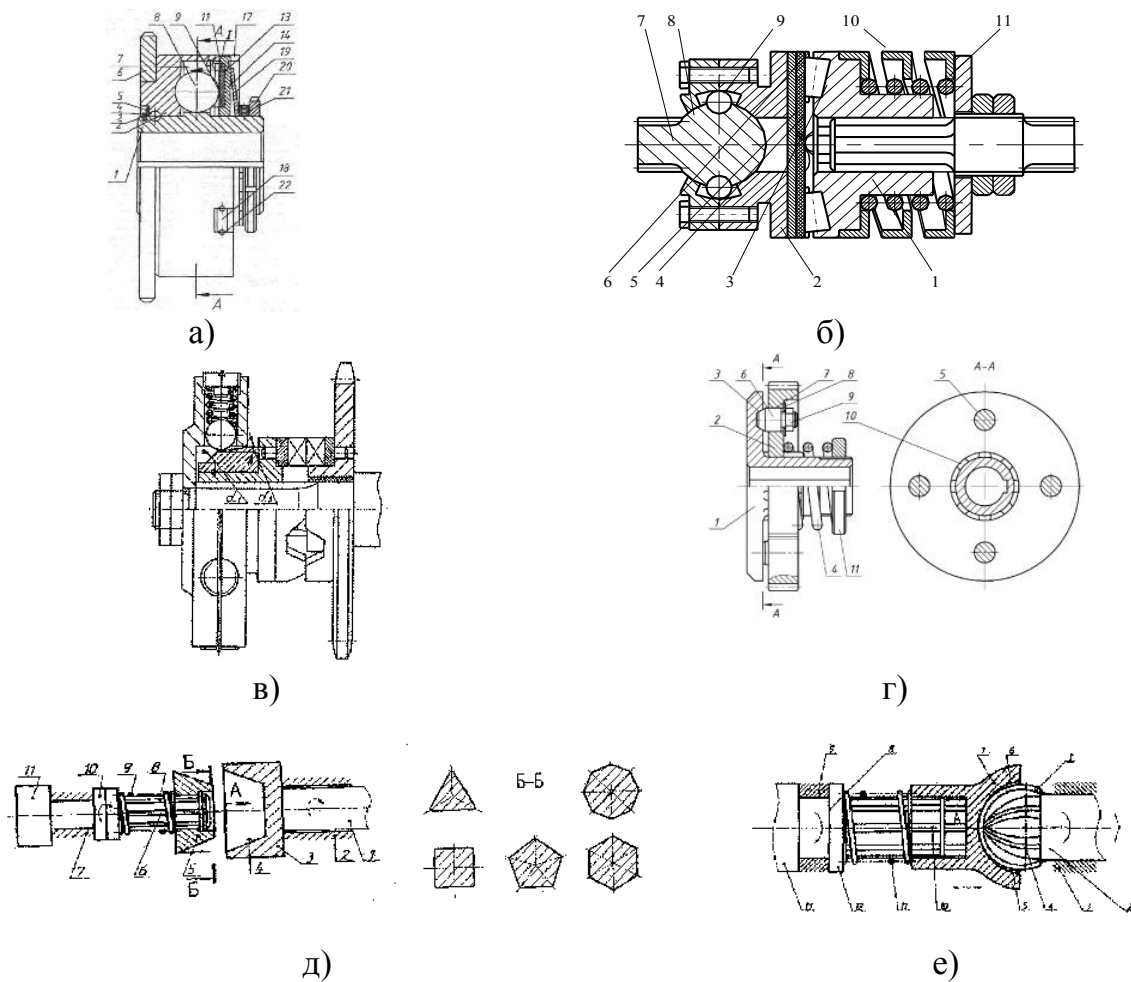


Рис. 1.11. Елементи передачі обертального моменту в муфтах: а) кулька-лунка (д. п. України №6530); б) ролик-ролик (д. п. України №43170); в) кулачок-кулачок (д. п. України №34231); г) конусний палець-лунка (д. п. України №34510); д) конічний профільний елемент-симетричний внутрішній профіль конічної форми (д. п. України №34044); е) сферичний зубчастий кулачок-сферична зубчаста впадина (д. п. України №34060)

Використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів ГС з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – приводи; 2_i – елементи обкочування вібраційної муфти; 3_i – обкочуючі пази вібраційної муфти; 4_i – елементи передачі обертального моменту вібраційною муфтою; 5_i – демпфер у вібраційній муфті; 6_i – вид руху ГРО в радіальному напрямку; 7_i – вид руху ГРО в осьовому напрямку; 8_i – вид ГРО; 9_i – кількість ГРО; 10_i – механізм завантаження ГС; 11_i – розташування ГС; 12_i – розташування розвантажувальних отворів ГС; 13_i – кількість розвантажувальних отворів у ГС. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: два електродвигуни - $(1_1)^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два ГРО різного виду - $(8_1 \cup 8_3)$.

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГС використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме 23887872 варіанти. Проведемо підрахунок генерованих альтернатив для обох підгруп першого ієрархічного рівня. Так кількість альтернатив для першої підгрупи становитиме: $N_{I(1)} = 2 \cdot 3 = 6$, а кількість альтернатив для другої підгрупи: $N_{II(1)} = \sum_{r=1}^I t_r \cdot K_i = 1 \cdot 3 + 2 \cdot 3 = 9$ (де t_r – кількість елементів r -ї альтернативи певного ієрархічного рівня; K_i – альтернатива конструктивного елементу певного ієрархічного рівня). Для другого ієрархічного рівня кількість альтернатив становитиме: $N_{(2)} = 4 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 4 = 2304$, а для третього: $N_{(3)} = 4 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 3 = 288$. Загальна кількість варіантів ГС при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з розбивкою на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу становитиме 646 варіантів, що майже у 36978 разів є менше, ніж при використанні класичного методу синтезу.

Враховуючи те, що особливі морфологічні ознаки вібраційної муфти: елементи обкочування (2) та обкочуючі пази (3), можуть бути чи не бути присутніми у цьому елементі ГС, то базовим для генерації основних альтернатив

залишається друга підгрупа першого ієрархічного рівня. Виходячи з цього можна визначити 9 базових згенерованих варіантів ГС: один рухомий в осьовому напрямку ГРО; один частково рухомий в осьовому напрямку ГРО; дин нерухомий в осьовому напрямку ГРО; один рухомий і один нерухомий в осьовому напрямку ГРО; один рухомий і один частково рухомий в осьовому напрямку ГРО; два рухомих в осьовому напрямку ГРО; два частково рухомих в осьовому напрямку ГРО; два нерухомих в осьовому напрямку ГРО; один нерухомий і один частково рухомий в осьовому напрямку ГРО. Провівши аналіз конструктивних рішень по згенерованих 9 варіантах отримано 5 працездатних конструкцій ГС, на які подано заявки на винаходи (рис. 1.12).

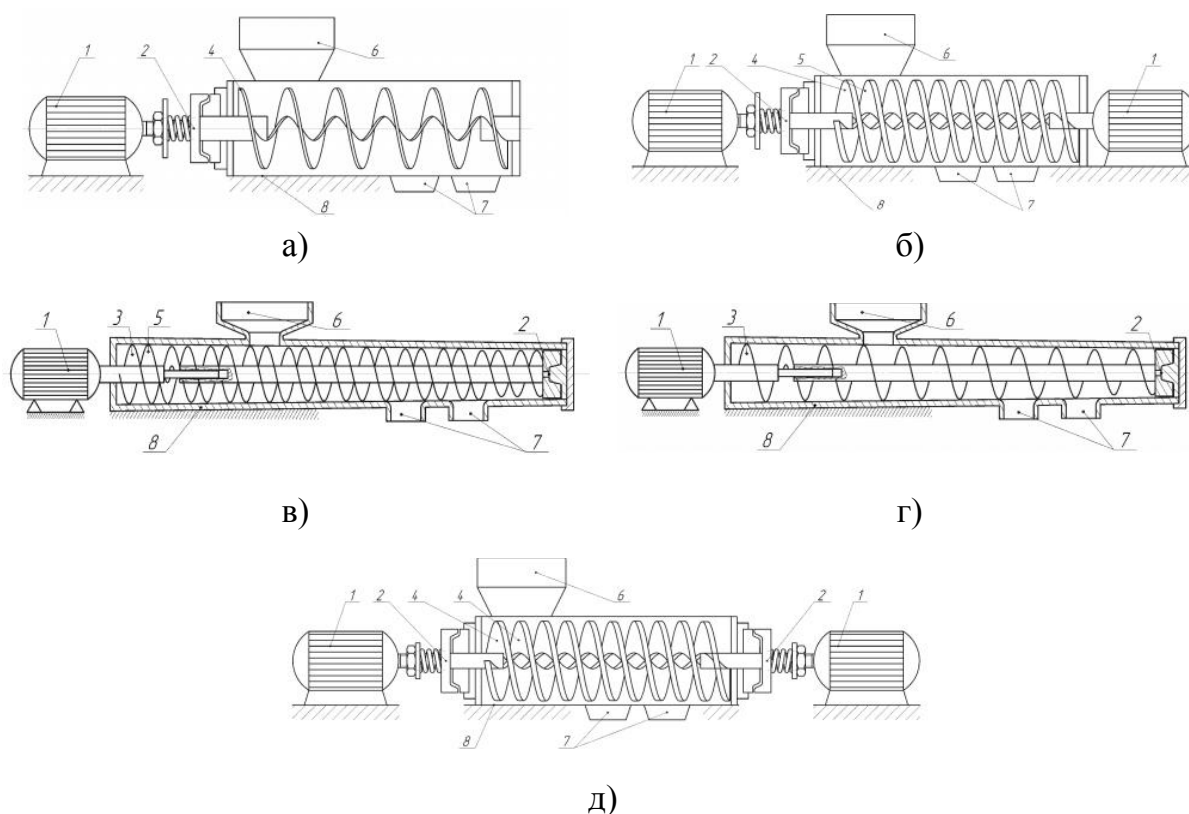


Рис. 1.12. Синтезовані моделі гвинтових сепараторів: а) ГС з однією рухомою спіраллю; б) ГС з одною рухомою і одною нерухомою спіралями; в) ГС з одним частково рухомим та нерухомими спіралями (д. п. України №78323); г) ГС з однією частково рухомою спіраллю (д. п. України №4116); д) ГС з двома рухомими спіралями (заявка на д. п. України № u 2012 10559) (1 - двигун; 2 – вібраційна муфта; 3 - частково рухома спіраль; 4 – рухома спіраль; 5 - нерухома спіраль; 6 - бункер; 7 - вивантажувальний отвір; 8 – корпус)

1.5. Структурний синтез елементів гвинтових транспортно-технологічних механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням

Для проведення структурного синтезу імпульсних запобіжних муфт (ЗМ) приводів ГТТМ і ГРО методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням використаємо схему кодування, розроблену у параграфі 1.2, та одну із компоновальних схем ГТТМ з табл. 1.4. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: два гвинтових робочих органів - $(4_{12})^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: дві муфти (запобіжна і пружна) - $(3_7 \cup 3_{392})$. Приклад компоновки ГТТМ відображено на схемі (рис. 1.13).

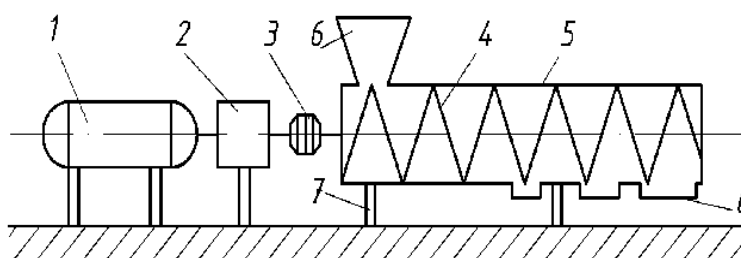


Рис. 1.13. Компоновальна схема ГТТМ: АБВГДЕ 1₂3₄5₁(6)³7₈

Для ефективного виконання процесів, які реалізуються ГТТМ, необхідно проводити адекватний підбір базових елементів цих конструкцій, до яких відносяться гвинтові робочі органи (ГРО) та імпульсні ЗМ. Генерацію цих елементів доцільно проводити шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [56], що на основі морфологічної матриці дає можливість отримати повну кількість рішень (1.12). З метою зменшення кількості згенерованих рішень даний метод доцільно вдосконалити шляхом розчленування загальної задачі на часткові та проводити пошук раціонального рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх копуванням (параграф 1.3). При проведенні синтезу механічних систем вдосконалим методом з ієрархічним групуванням [32] слід відходити від традиційного генерування

значної кількості альтернатив і створювати нові конструктивні рішення шляхом перебору альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів, а далі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень добирати можливі альтернативні варіанти конструктивних елементів з нижчих рівнів.

Для прикладу розглянемо схему ГТТМ, зображену на рис. 1.13. Так до першої ієрархічної групи слід віднести конструктивні елементи 4 (гвинт) і 5 (жолоб); до другої ієрархічної групи слід віднести конструктивні елементи 3 (муфта пружно-запобіжна) і 6 (елементи завантаження, пересипу і розвантаження); до третьої ієрархічної групи слід віднести конструктивні елементи 1 (двигун), 2 (редуктор) і 7 (елементи опорні). В загальному модель даної механічної системи можна відобразити на рис. 1.14. Якщо при синтезі альтернативних варіантів даної системи приймається по $i = 5$ видів конструктивних елементів, то при використанні традиційного методу морфологічного аналізу кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 78125$, а

при використанні запропонованого вдосконаленого методу («Метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу») кількість варіантів

складе: $N_{IT} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 5 \cdot 5 + 5 \cdot 5 + 5 \cdot 5 \cdot 5 = 175$, що значно полегшує перебір

альтернатив та пошук найкращих. Крім того, даний «Метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу» можна використати і для синтезу окремих груп механізмів у рамках одного типу конструктивних елементів певної ієрархічної групи. Так, наприклад, можна синтезувати загалом імпульсні ЗМ (кулачкові, кулькові, роликові) методом морфологічного аналізу, а можна здійснювати синтез окремих типів цих муфт у межах групи.

Для синтезу ЗМ складена морфологічна матриця (табл. 1.10), яка містить в собі обмежену кількість ознак елементів імпульсних ЗМ та зв'язків між ними, що представляють основні конструктивні ознаки ЗМ. До складу стовбців внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу.

Таблиця 1.10

Морфологічна таблиця конструктивних ознак елементів запобіжних муфт

1. Ведуча півмуфта (торцева поверхня)		2. Ведена півмуфта (торцева поверхня)		Елемент зачеплення		Демпфер		Пружний елемент		9. Спринг-навантаження		Гайка					
		3. Виконання		4. Кількість елементів зачеплення		5. Виконання		6. Кількість		7. Виконання		8. Кількість		10. Виконання		11. Кількість	
1.1.3	отворами під елементи зачеплення	3.1. Кулачок	4.1. Три	5.1. Втулка (диск)	6.1. Один	7.1. Циліндрична пружина	8.1. Один	9.1. Осьове	10.1. Проста	11.1. Одна							
		3.2. Кулька	4.2. Чотири	5.2. Втулка з пластмаси	6.2. Два	7.2. Спиральна пружина	8.2. Два	9.2. Радіальне	10.2. З кріпленням	11.2. Два							
		3.3. Палець конусоподібний	4.3. П'ять	5.3. Тарільчата пружина	6.3. Три	7.3. Конічна пружина	8.3. Три	9.3. Осьове		3. Комбінація							
		3.4. Ролик	4.4. Шість	5.4. Пневмокамера	6.4. Чотири	7.4. Г-подібна пружина	8.4. Чотири										
		3.5. Сепаратор з кульками	4.5. Сім		6.5. П'ять	7.5. Тарільчата пружина	8.5. П'ять										
		3.6. Сепаратор з роликами	4.6. Вісім		6.6. Шість		8.6. Шість										
		3.7. Комбінація	4.7. Дев'ять		6.7. Немає		8.7. Комбінація										
1.3.3	виступами	4.8. Десять	4.9. Одиннадцять		6.8. Комбінація												
1.4.3	лунками під елементи зачеплення	4.10. Двадцять	4.11. Тринадцять														
		4.12. Чотирнадцять	4.13. П'ятнадцять														
		4.14. Шістнадцять															
1.5. Комбінація	отворами під елементи зачеплення																
		2.5.3															
		виступами															
		2.6. Комбінація															

Обрані наступні основні морфологічні ознаки ЗМ згідно морфологічної матриці визначено: 1 – ведуча півмуфта; 2 – ведена півмуфта; 3 і 4 – виконання та кількість елементів зачеплення; 5 і 6 – виконання та кількість демпферів; 7, 8, 9 – виконання, кількість і сприйняття навантаження пружними елементами; 10 і 11 - виконання та кількість гайок (рис. 1.14).

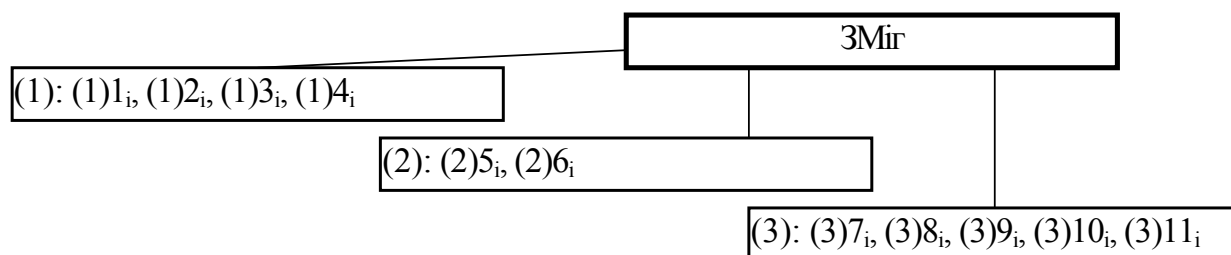


Рис. 1.14. Модель механічної системи «Запобіжна муфта»: (1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень; (3) - третій ієрархічний рівень

Склад морфологічної матриці (табл. 1.10) може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки конструктивних елементів, а при появі нової інформації – за рахунок додаткових ознак. Представлений варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально-важливих елементів з метою усунення несуттєвої інформації, що ускладнює вибір корисної.

Морфологічна модель ЗМ також представлена у вигляді морфологічної матриці (1.17), що утворюються шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці. Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ЗМ, що входять в морфологічну матрицю, є

дуже великою $N_{зп} = \prod_{j=1}^n K_j = 59270400$ і важко піддається повному перебору та

вимагає багато часу для вибору найкращих рішень.

Для отримання імпульсних ЗМ окремих типів (кулачкових, кулькових, роликкових) необхідно спрощення матриці і доцільно обмежити кількість видів виконання конструктивних елементів та виділити найбільш суттєві. При цьому одержуємо скорочені матриці.

$$M_{3M} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \\ 2.4 \\ 2.5 \\ 2.6 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \\ 3.4 \\ 3.5 \\ 3.6 \\ 3.7 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \\ 4.7 \\ 4.8 \\ 4.9 \\ 4.10 \\ 4.11 \\ 4.12 \\ 4.13 \\ 4.14 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \\ 6.5 \\ 6.6 \\ 6.7 \\ 6.8 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \\ 7.4 \\ 7.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.4 \\ 8.5 \\ 8.6 \\ 8.7 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \end{array} \right|. \quad (1.17)$$

Морфологічна матриця кулачкових ЗМ:

$$M_{3M\kappa} = \left| 1.3 \right| \cap \left| 2.5 \right| \cap \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \\ 3.4 \\ 3.5 \\ 3.6 \\ 3.7 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.4 \\ 4.6 \\ 4.7 \\ 4.10 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.7 \\ 6.8 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \\ 7.4 \\ 7.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.7 \end{array} \right| \cap \left| 9.1 \right| \cap \left| 10.1 \right| \cap \left| 11.2 \right|. \quad (1.18)$$

Згідно скороченої морфологічної матриці (1.18) загальна кількість можливих варіантів кулачкових ЗМ становить $N_{3M\kappa} = 1600$, що значно менше ніж для першого варіанту.

Морфологічна матриця кулькових низькочастотних ЗМ (з пазами на торцевих поверхнях півмуфт):

$$M_{3M\eta} = \left| 1.2 \right| \cap \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 3.2 \\ 3.4 \\ 3.7 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 4.2 \\ 4.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.7 \\ 6.8 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \\ 7.4 \\ 7.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.7 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \end{array} \right| \cap \left| 10.1 \right| \cap \left| 11.2 \right|. \quad (1.19)$$

Згідно скороченої морфологічної матриці (1.19) загальна кількість можливих варіантів кулькових низькочастотних ЗМ становить $N_{3M\eta} = 21600$, що також є менше ніж для першого варіанту.

Серед різних варіантів синтезованих схем ЗМ, що мають покращенні експлуатаційні характеристики, шляхом експертної оцінки обрано більше 20.

Окремі конструктивні схеми, які реалізовані у відповідних конструкціях і захищені патентами України, представлено на рис. 1.15.

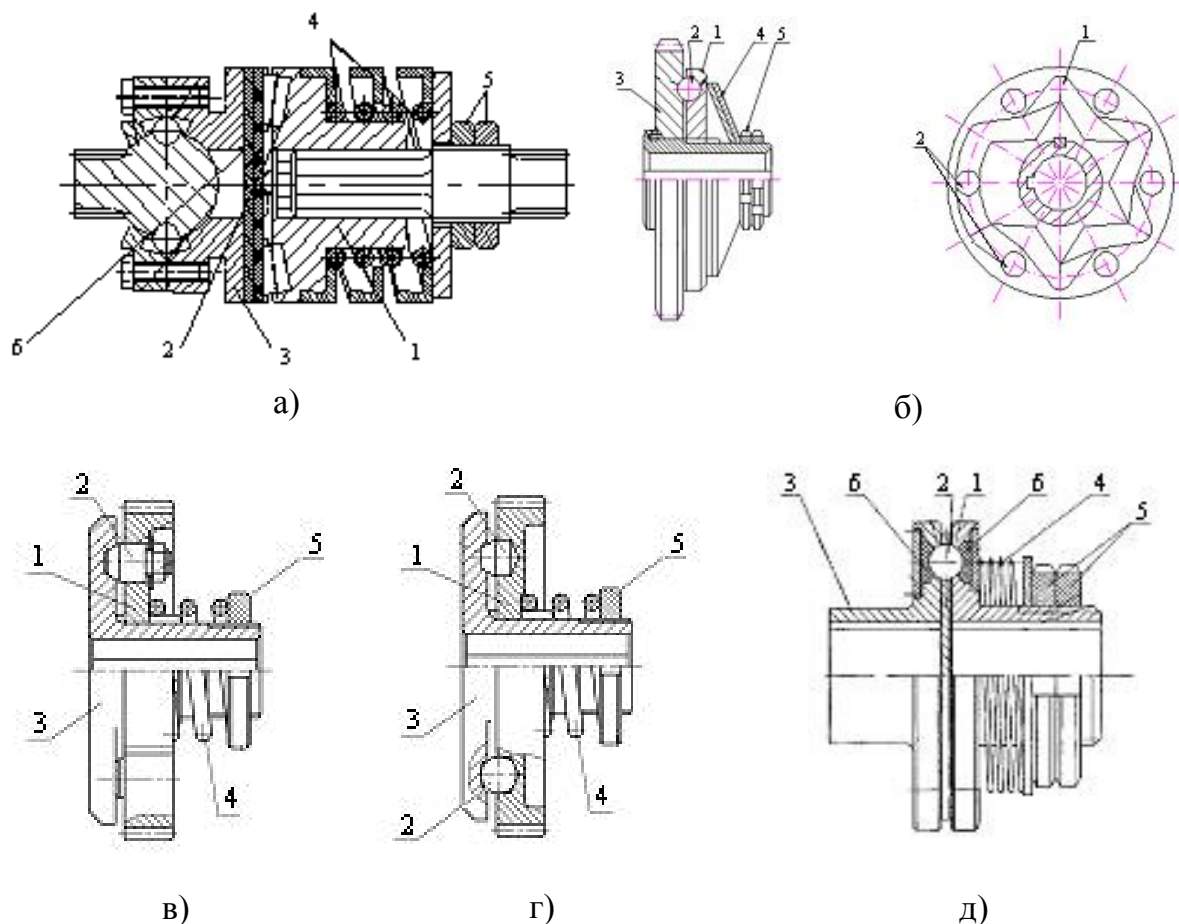


Рис. 1.15. Синтезовані конструкції ЗМ: а) роликва запобіжно-компенсуюча (д. п. України №43170А); б) низькочастотна кулькова (д. п. України №4284); в) з конусоподібними елементами зачеплення (д. п. України №34510); г) з різними елементами зачеплення (д. п. України №35922); д) кулькова запобіжно-компенсуюча (д. п. України №10251); 1 – ведуча півмуфта; 2 – елемент зачеплення; 3 – ведена півмуфта; 4 - пружний елемент; 5 - гайка; 6 – демпфер

Морфологічні формули синтезованих схем ЗМ представлених на рис. 1.15:

$$M_{3M1} = |1.1| \cap |2.5| \cap |3.4| \quad 4.2| \cap |5.2| \quad 6.1| \cap \left| \begin{array}{l} 7.1 \\ 7.4 \end{array} \right. \quad 8.1| \cap |9.1| \cap |10.1| \quad 11.2|. \text{ (рис. 1.15.а);}$$

$$M_{3M2} = |1.2| \cap |2.1| \cap |3.2| \quad 4.4| \cap | \quad 6.7| \cap |7.5| \quad 8.2| \cap |9.1| \cap |10.1| \quad 11.2|. \text{ (рис. 1.15.б);}$$

$M_{3M3} = |1.1| \cap |2.1| \cap |3.3 \quad 4.4| \cap | - \quad 6.7| \cap |7.1 \quad 8.1| \cap |9.1| \cap |10.2 \quad 11.1|$. (рис. 1.15.в);

$M_{3M4} = |1.1| \cap |2.1| \cap \begin{matrix} 3.2 \\ 3.3 \end{matrix} \quad 4.4| \cap | - \quad 6.7| \cap |7.1 \quad 8.1| \cap |9.1| \cap |10.2 \quad 11.1|$. (рис. 1.15.г);

$M_{3M5} = |1.4| \cap |2.1| \cap |3.5 \quad 4.4| \cap |5.2 \quad 6.2| \cap |7.1 \quad 8.1| \cap |9.1| \cap |10.1 \quad 11.2|$. (рис. 1.15.д).

Для синтезу ГРО складена морфологічна матриця (табл. 1.11), яка містить в собі обмежену кількість варіантів конструкцій гвинтів (рис. 1.16) та варіантів конструкцій з'єднань гвинтів (рис. 1.17), що представляють основні конструктивні ознаки ГРО. До складу стовбців внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки ГРО: жорсткий шнек, гнучкий секційний шнек, гнучкий суцільний шнек, з'єднання шнека.

Таблиця 1.11

Морфологічна таблиця конструктивних елементів ГРО

Конструкцій гвинтів				Конструкції з'єднань	
1. Жорсткі	2. Гнучкі секційні	3. Гнучкі суцільні	4. Кількість	5. Виконання	6. Кількість
1.1. Жорсткий	2.1. Секційний	3.1. Спиральний	4.1. Один	5.1. Зубчате	6.1. Одне
1.2. Широкопо- лосний	карданний	3.2. Гофрований	4.2. Два	5.2.	6.2. Два
	2.2. Секційний	3.3. Г-подібний	4.3. Три	Заклепкове	6.3. Три
	шарнірний	3.4. Пружинний	4.4.	5.3. Зварне	6.4. Значна
	2.3. Секційний	3.5. Суцільний з	Комбінація	5.4. Болтове	кількість
	лопатевий	гнучким валом і	4.5. Значна	5.5. Пальцеве	6.5. Комбі-
		втулками	кількість	5.6. 3	нація
		3.6. Суцільний з		внутрішнім	6.6. Немає
		пластмасовими		з'єднанням	
		втулками		секцій	
		3.7. Суцільний з		5.7. Із	
		гнучким валом		зовнішнім	
				з'єднанням	
				секцій	
				5.8. 3	
				внутрішнім	
				та зовнішнім	
				з'єднанням	
				секцій	

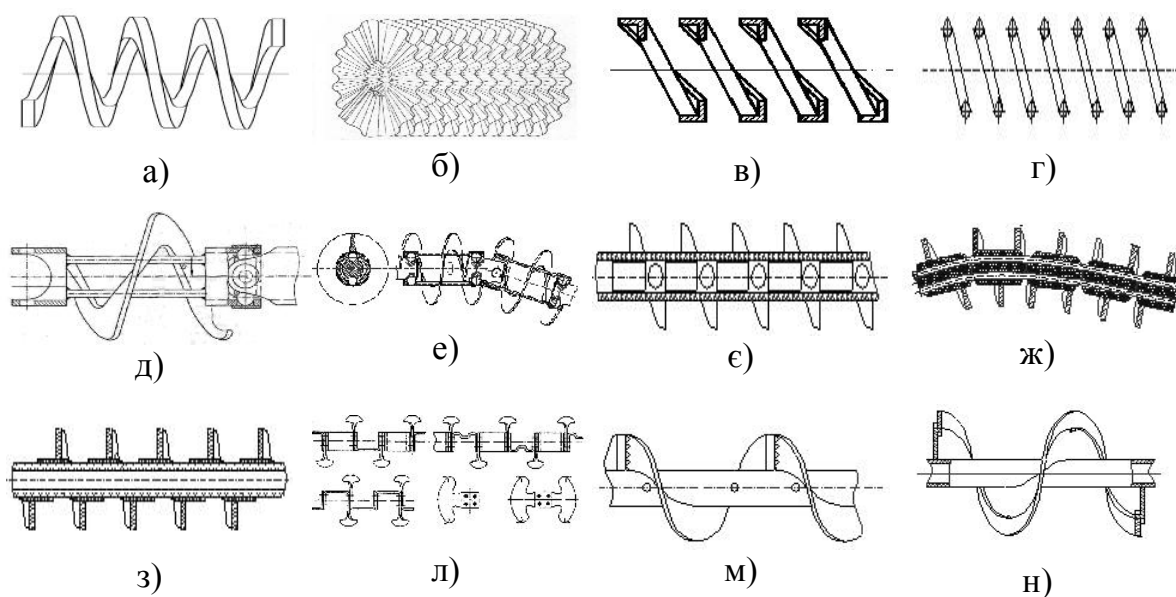


Рис. 1.16. Варіанти конструкцій гвинтів: а) спіральний; б) гофрований; в) г-подібний; г) пружинний; д) секційний карданний; е) секційний шарнірний; е) суцільний з гнучким валом і втулками; ж) суцільний з пластмасовими втулками; з) суцільний з гнучким валом; л) секційний лопатевий; м) жорсткий; н) широкополосний

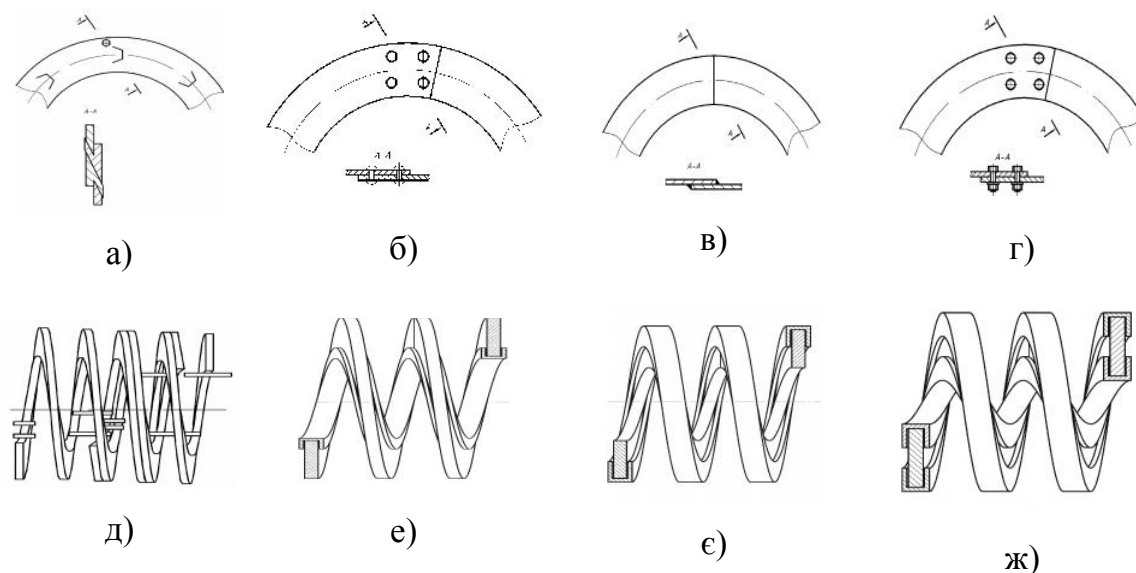


Рис. 1.17. Варіанти конструкцій з'єднань гвинтів: а) зубчате; б) заклепкове; в) зварне; г) болтове; д) пальцеве; е) з внутрішнім з'єднанням секцій; е) із зовнішнім з'єднанням секцій; ж) з внутрішнім та зовнішнім з'єднанням секцій

Склад морфологічної матриці (табл. 1.11) може розширюватися за рахунок

нових альтернатив кожної ознаки конструктивних елементів ГРО, а при появі нової інформації – за рахунок додаткових ознак ГРО. Представлений варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально-важливих елементів ГРО з метою усунення несуттєвої інформації.

Морфологічна модель ГРО також представлена у вигляді морфологічної матриці (1.20), що утворюються шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці:

$$M_{ГРО} = \left(\begin{array}{cccc|cc} & & & 3.1 & & 5.1 \\ & & & 3.2 & 4.1 & 5.2 & 6.1 \\ & & & & 4.2 & 5.3 & 6.2 \\ 1.1 & 2.1 & 3.3 & 4.3 & & 5.4 & 6.3 \\ 1.2 & 2.2 & 3.4 & 4.4 & & 5.5 & 6.4 \\ & 2.3 & 3.5 & 4.5 & & 5.6 & 6.5 \\ & & 3.6 & & & 5.7 & 6.6 \\ & & 3.7 & & & 5.8 & \end{array} \right) \quad (1.20)$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГРО, що входять в морфологічну матрицю, є дуже великою $N_{ГРО} = (\sum_{j=1}^n K_j)!$ 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. Генерування альтернативних ГРО слід здійснювати шляхом генерування окремих конструктивних елементів і їх комбінування. В результаті синтезу, виходячи з необхідності забезпечення проектування рівномірних спіралей в залежності від характеру навантаження, можна згенерувати значну кількість працездатних конструкцій альтернативних варіантів ГРО (рис. 1.18), використовуючи, як певне обмеження, принцип компонування конструктивних елементів ГРО у порядку зростання чи зменшення їх жорсткостей. У цьому випадку кількість синтезованих конструкцій ГРО різко зменшиться.

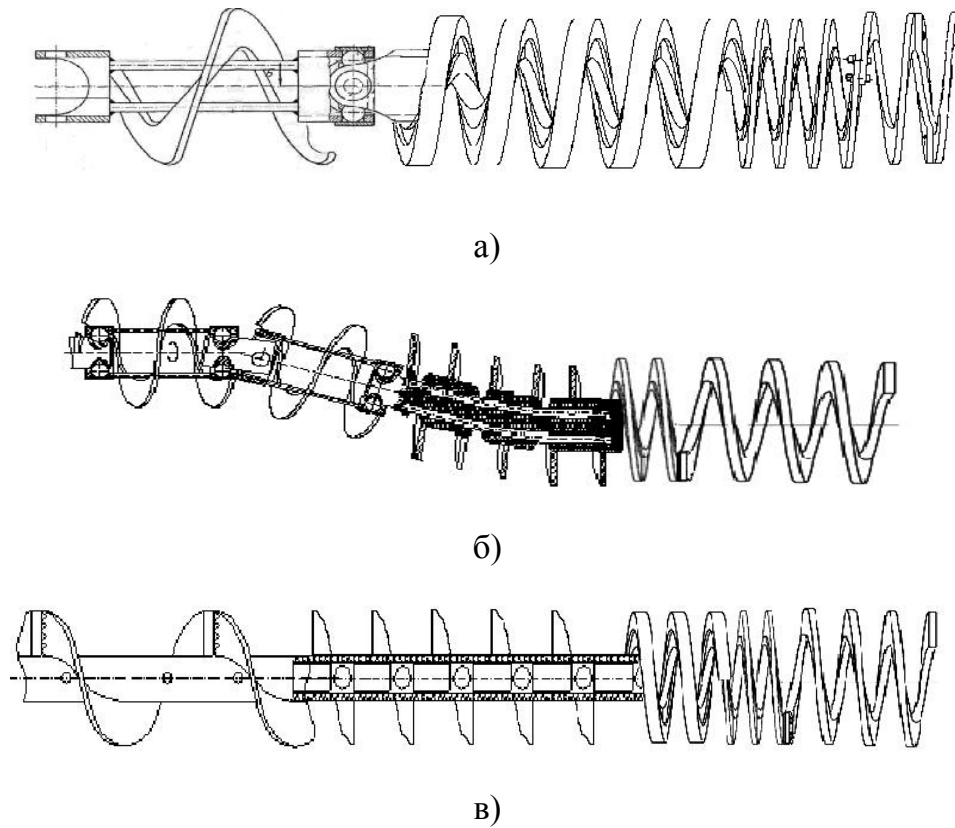


Рис. 1.18. Приклади синтезованих шпеків:

а) підвищеної жорсткості; б) середньої жорсткості; в) високої жорсткості

Морфологічні формули синтезованих схем ГРО представлених на рис. 1.18:

$$M_{ГРО1} = |2.1 \ 5.8 \ 3.1 \ 5.4 \ 3.1 \ 5.2 \ 3.1|. \text{ (рис. 1.18.а);}$$

$$M_{ГРО2} = |2.2 \ 3.6 \ 3.1 \ 5.1 \ 3.1|. \text{ (рис. 1.18.б);}$$

$$M_{ГРО3} = |1.1 \ 3.5 \ 5.6 \ 3.1 \ 5.1 \ 3.1|. \text{ (рис. 1.18.в).}$$

Використовуючи розроблену систему кодування компоувальна схема ГТТМ, яка зображена на рис. 1.18: АБВГДЕ 1₂3₄5₁ (6₁)³7₈, при використанні в механізмі конструкції синтезованої ЗМ, що зображена на рис. 1.15.д, і конструкції синтезованого ГРО, який зображено на рис. 1.18.в, набуде вигляду:

$$\text{АБВГДЕ} 1_{2;3} | 1.4 | 2.1 | 3.5 \ 4.4 | 5.2 \ 6.2 | 7.1 \ 8.1 | 9.1 | 10.1 \ 11.2 | 4 | 1.1 \ 3.5 \ 5.6 \ 3.1 \ 5.1 \ 3.1 | 5_{1} (6_{1})^3 7_{8}$$

Розроблена система кодування і синтезу конструктивних елементів ГТТМ дозволяє, при використанні відповідного програмного забезпечення (САПР) і встановлених обмежень, розробляти і відбирати кращі конструкції.

1.6. Кінематичний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу

На основі виконаного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування і змішування сипких матеріалів ГК з розширеними технологічними можливостями та сучасних вимог до їх роботи шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [56] створено нові схем ГТТМ. Для цього складена морфологічна матриця у вигляді таблиці (табл. 1.12), що містить в собі альтернативи кінематики основних конструктивних елементів ГК та зв'язків між ними. Основні можливі рухи елементів ГК в декартовій системі координат представлено на рис. 1.19 у вигляді структурної схеми кінематики конструктивних елементів конвеєра. При цьому таблиця 1.12 поділена на стовпці, в заголовках яких представлені основні можливі переміщення структурних елементів ГТТМ і зв'язки між ними. До складу стовбців внесено альтернативи кожної можливого переміщення без критичного аналізу. Обрані наступні основні рухи: лінійні переміщення кожуха і шнека вздовж осей x , y , z , включаючи лінійні коливання; обертання кожуха і шнека навколо осей x , y , z , включаючи обертові коливання навколо осей; обертання та коливання кожуха і шнека навколо початку координат (точка O).

Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кінематики структурних елементів, а при появі нової інформації – за рахунок додаткових ознак. Представлений варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою не створювати у моделі несуттєву інформацію, яка ускладнює вибір корисної.

Морфологічна модель ГТТМ (табл. 1.12) також може бути представлена у вигляді морфологічних матриць, що утворюються шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці. Тобто, в загальному випадку, схему ГТТМ можна представити як:

$$M_{ГК} = |M_{кЛП}| \wedge |M_{шЛП}| \wedge |M_{кОНВ}| \wedge |M_{шОНВ}| \wedge |M_{кОНТО}| \wedge |M_{шНТО}|. \quad (1.21)$$

Таблиця 1.12

Морфологічна таблиця кінематики конструктивних елементів ГТТМ

Кожух (лінійні переміщення)			Шнек (лінійні переміщення)		
перший	другий	n-ний	перший	другий	k-ий
1.1. Лінійне переміщення вздовж вісі x	2.1. Лінійне переміщення вздовж вісі x	n.1. Лінійне переміщення вздовж вісі x	n+1.1. Лінійне переміщення вздовж вісі x	n+2.1. Лінійне переміщення вздовж вісі x	n+k.1. Лінійне переміщення вздовж вісі x
1.2. Лінійне переміщення вздовж вісі y	2.2. Лінійне переміщення вздовж вісі y	n.2. Лінійне переміщення вздовж вісі y	n+1.2. Лінійне переміщення вздовж вісі y	n+2.2. Лінійне переміщення вздовж вісі y	n+k.2. Лінійне переміщення вздовж вісі y
1.3. Лінійне переміщення вздовж вісі z	2.3. Лінійне переміщення вздовж вісі z	n.3. Лінійне переміщення вздовж вісі z	n+1.3. Лінійне переміщення вздовж вісі z	n+2.3. Лінійне переміщення вздовж вісі z	n+k.3. Лінійне переміщення вздовж вісі z
1.4. Коливання вздовж вісі x	2.4. Коливання вздовж вісі x	n.4. Коливання вздовж вісі x	n+1.4. Ко-ливання вздовж вісі x	n+2.4. Коливання вздовж вісі x	n+k.4. Коливання вздовж вісі x
1.5. Коливання вздовж вісі y	2.5. Коливання вздовж вісі y	n.5. Коливання вздовж вісі y	n+1.5. Ко-ливання вздовж вісі y	n+2.5. Коливання вздовж вісі y	n+k.5. Коливання вздовж вісі y
1.6. Коливання вздовж вісі z	2.6. Коливання вздовж вісі z	n.6. Коливання вздовж вісі z	n+1.6. Ко-ливання вздовж вісі z	n+2.6. Коливання вздовж вісі z	n+k.6. Коливання вздовж вісі z
1.7. Немає	2.7. Немає	n.7. Немає	n+1.7. Немає	n+2.7. Немає	n+k.7. Немає
Кожух (обертання навколо вісей)			Шнек (обертання навколо осей)		
перший	другий	n-ний	перший	другий	k-ий
n+k+1.1. Обер- товий рух навколо вісі x	n+k+2.1. Оберто- вий рух навколо вісі x	2n+k.1. Оберто- вий рух навколо вісі x	2n+k+1.1. Обер- товий рух навколо вісі x	2n+k+2.1. Обер- товий рух навколо вісі x	2n+2k.1. Обер- товий рух навколо вісі x
n+k+1.2. Обер- товий рух навколо вісі y	n+k+2.2. Оберто- вий рух навколо вісі y	2n+k.2. Оберто- вий рух навколо вісі y	2n+k+1.2. Обер- товий рух навколо вісі y	2n+k+2.2. Обер- товий рух навколо вісі y	2n+2k.2. Обер- товий рух навколо вісі y
n+k+1.3. Обер- товий рух навколо вісі z	n+k+2.3. Оберто- вий рух навколо вісі z	2n+k.3. Оберто- вий рух навколо вісі z	2n+k+1.3. Обер- товий рух навколо вісі z	2n+k+2.3. Обер- товий рух навколо вісі z	2n+2k.3. Обер- товий рух навколо вісі z
n+k+1.4. Колив- ний рух навколо вісі x	n+k+2.4. Коливний рух навколо вісі x	2n+k.4. Колив- ний рух навколо вісі x	2n+k+1.4. Колив- ний рух навколо вісі x	2n+k+2.4. Ко- ливний рух навколо вісі x	2n+2k.4. Колив- ний рух навколо вісі x
n+k+1.5. Колив- ний рух навколо вісі y	n+k+2.5. Коливний рух навколо вісі y	n+k+1.5. Колив- ний рух навколо вісі y	2n+k+1.5. Колив- ний рух навколо вісі y	2n+k+2.5. Ко- ливний рух навколо вісі y	2n+2k.5. Колив- ний рух навколо вісі y
n+k+1.6. Колив- ний рух навколо вісі z	n+k+2.6. Коливний рух навколо вісі z	2n+k.6. Колив- ний рух навколо вісі z	2n+k+1.6. Колив- ний рух навколо вісі z	2n+k+2.6. Ко- ливний рух навколо вісі z	2n+2k.6. Колив- ний рух навколо вісі z
n+k+1.7. Немає	n+k+2.7. Немає	2n+k.7. Немає	2n+k+1.7. Немає	2n+k+2.7. Немає	2n+2k.7. Немає
Кожух (обертання навколо точки O)			Шнек (обертання навколо точки O)		
перший	другий	n-ний	перший	другий	k-ий
2n+2k+1.1. Обер- товий рух навколо точки O	2n+2k+2.1. Обер- товий рух навколо точки O	3n+2k.1. Обер- товий рух навколо точки O	3n+2k+1.1. Обер- товий рух навколо точки O	3n+2k+2.1. Обер- товий рух навколо точки O	3n+3k.1. Обер- товий рух навколо точки O
2n+2k+1.2. Ко- ливний рух навколо точки O	2n+2k+2.2. Ко- ливний рух навколо точки O	3n+2k.2. Ко- ливний рух навколо точки O	3n+2k+1.2. Ко- ливний рух навколо точки O	3n+2k+2.2. Ко- ливний рух навколо точки O	3n+3k.2. Колив- ний рух навколо точки O
2n+2k+1.3. Немає	2n+2k+2.3. Немає	3n+2k.3. Немає	3n+2k+1.3. Немає	3n+2k+2.3. Немає	3n+3k.3. Немає

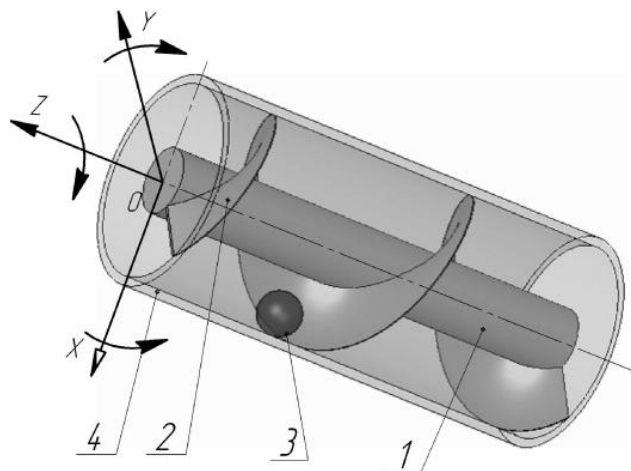


Рис. 1.19. Структурна схема кінематики конструктивних елементів гвинтового конвеєра: 1 - вал; 2 – шнек; 3 – частинка матеріалу; 4 –кожух

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГТТМ, що входять в морфологічну матрицю є дуже великою, що важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень.

Сукупність варіантів морфологічної матриці дає можливість визначити повну кількість рішень за формулою:

$$N = K_1^{n+k} \cdot K_2^{n+k} \cdot K_3^{n+k}, \quad (1.22)$$

де K_1 – кількість варіантів лінійних переміщень шнека та кожуха вздовж осей x, y, z ; K_2 – кількість варіантів обертових рухів шнека та кожуха відносно осей x, y, z ; K_3 – кількість варіантів обертових рухів шнека та кожуха навколо точки O ; n – кількість кожухів у ГТТМ; k – кількість шнеків у ГТТМ.

Для спрощення матриці можна обмежувати кількість кожухів і шнеків та кількість варіантів їх можливих переміщень залежно від функціонального призначення ГТТМ.

Для прикладу, загальна кількість рішень для ГТТМ із одним кожухом і одним шнеком становить 21609. Приклади синтезованих схем ГТТМ представлено на рис. 1.20.

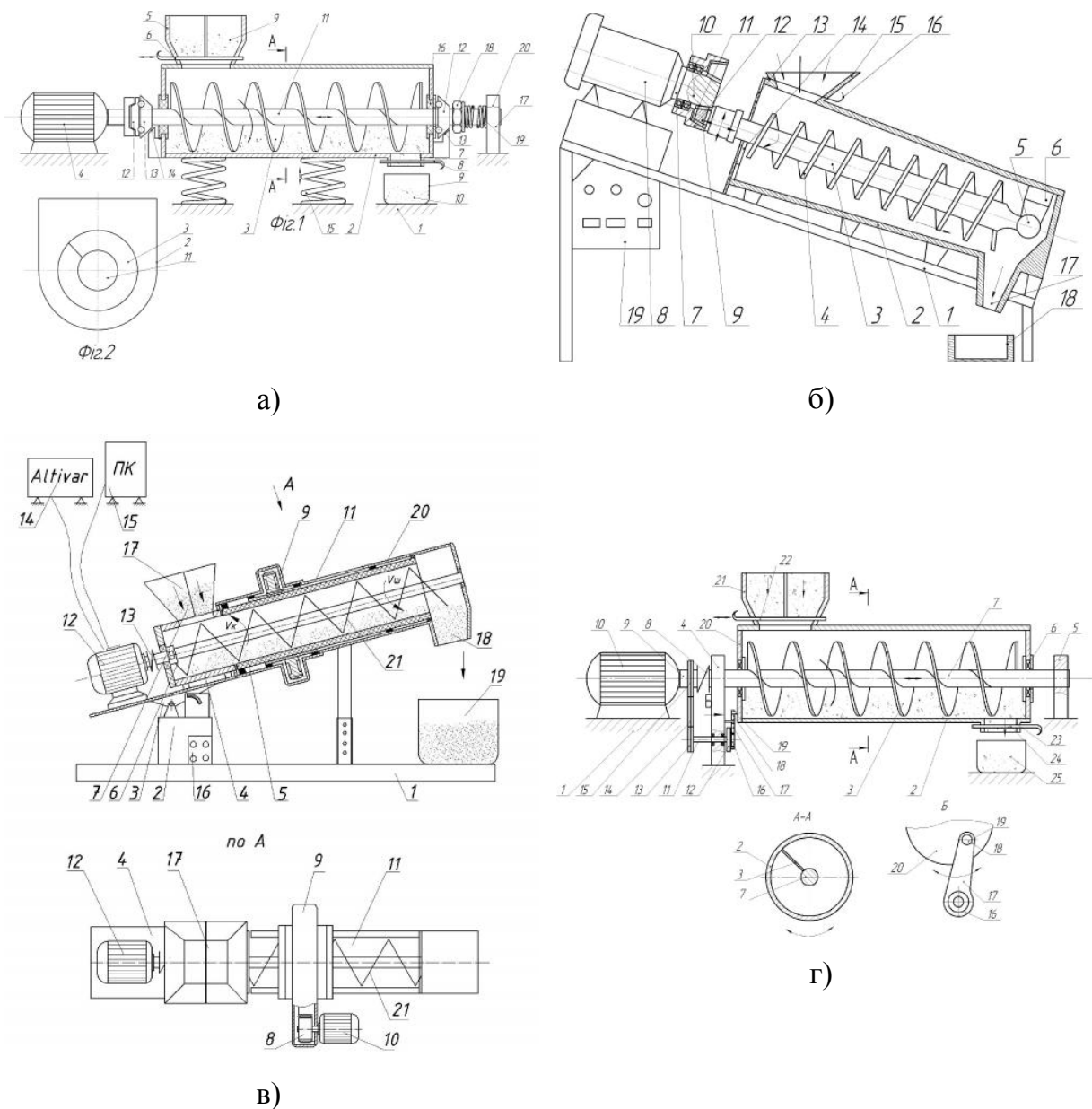


Рис. 1.20. ГТТМ: а) з вібраційним жолобом (морфологічна формула: $n=1, k=1, X_1=|1.4|^{\wedge}|2.6|^{\wedge}|3.7|^{\wedge}|4.3|^{\wedge}|5.3|^{\wedge}|6.3|$); б) еліптичний (д. п. України № 80549) (морфологічна формула: $n=1, k=1, X_1=|1.7|^{\wedge}|2.7|^{\wedge}|3.7|^{\wedge}|4.3|^{\wedge}|5.3|^{\wedge}|6.1|$); в) з обертовим кожухом (д. п. України № 81131) (морфологічна формула: $n=1, k=1, X_1=|1.7|^{\wedge}|2.7|^{\wedge}|3.4|^{\wedge}|4.3|^{\wedge}|5.3|^{\wedge}|6.3|$); г) з вібраційним кожухом (морфологічна формула: $n=1, k=1, X_1=|1.7|^{\wedge}|2.7|^{\wedge}|3.6|^{\wedge}|4.3|^{\wedge}|5.3|^{\wedge}|6.3|$)

1.7. Методологія вибору запобіжних муфт приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів

Специфіка виконання транспортно-технологічних операцій гвинтовими механізмами машин полягає в тому, що в процесі роботи досить часто виникають різноманітні перевантаження, що призводять до поломок робочих органів. Виходячи з цього приводи ГТТМ, які виконують широку гамму технологічних операцій, потрібно оснащувати оптимальними захисними пристроями, які б у повній мірі відповідали умовам роботи та характеристикам перевантажень відповідних машин. Тому одні й ті ж ЗМ не можуть використовуватись у конструкціях усіх ГТТМ. Це зумовлює необхідність правильного підбору ЗМ та їх класифікації в залежності від характеру операцій, а саме: величини передавального моменту; частоти обертання; вартісних показників; якісних показників.

Найперше при конструюванні нової машини необхідно визначити, чи доцільно включати у її конструкцію ЗМ. Тому доцільність використання ЗМ в конструкції будь-якої машини можемо визначити за формулою [28]:

$$ED_{зм} = i \cdot N \cdot \left(\left[\sum_{w=1}^h B_{11} + B_{12} + B_{13} \right] + T_1 \cdot \frac{Q \cdot k_n}{F_{ef}} + B_m \right) - (C_{зм1} + C_{зм2} + C_{зм3}), \quad (2.23)$$

де i - ймовірність настання поломки зумовленої відсутністю ЗМ, $i = 0 \dots 1$;
 N - кількість можливих поломок зумовленої відсутністю ЗМ за весь термін експлуатації машини, шт.; B_{11} - вартість деталей (складальних одиниць, вузлів, матеріалів), що використовуються при ремонті (заміняються) машини зумовленим поломкою через відсутність ЗМ з врахуванням витрат на їх пошук і доставку, грн.;
 h - кількість деталей (складальних одиниць, вузлів, матеріалів), що використовуються при ремонті (заміняються) машини, шт.; B_{13} - витрати на запуск та випробування машини після ремонту, грн.; T_1 - час простою машини при поломці та ремонті, год.; Q - річний обсяг виробництва продукції при використанні машини, грн.; k_n - коефіцієнт, що враховує прибутковість продукції, $k_n = 0,25 \dots 0,75$; F_{ef} - річний ефективний час роботи машини, год.; B_m - витрати

пов'язані із втратою продукції (сировини, матеріалів) при її переробці в момент аварії машини, грн.; $C_{зм1}$ - собівартість виготовлення ЗМ (витрати на пошук, купівлю, доставку і монтаж), грн.; $C_{зм2}$ - експлуатаційні витрати пов'язані з ЗМ за весь термін експлуатації машини, грн.; $C_{зм3}$ - витрати на технічний огляд (ТО) і ремонт ЗМ за весь термін експлуатації машини, грн.; B_{12} - витрати на зарплату робітників, які будуть зайняті ремонтом машини, грн.:

$$B_{12} = \sum_{d=1}^l C_{mj} \cdot T_{pnj} \cdot k_{дон} \cdot k_{доо} \cdot k_n, \quad (2.24)$$

де l - кількість робітників, що прийматимуть участь в ремонті машини, чол.; C_{mj} - годинна тарифна ставка робітника j -го розряду відповідної професії, що буде зайнятий ремонтом машини, грн.; T_{pnj} - число годин відпрацьованих робітником j -го розряду відповідної професії, що буде зайнятий ремонтом машини, год.; $k_{дон}$ - коефіцієнт, що враховує доплати до прямої зарплати, $k_{дон} = 1,25 \dots 1,3$; $k_{доо}$ - коефіцієнт, що враховує величину додаткової зарплати, $k_{доо} = 1,03 \dots 1,1$; $k_{соц}$ - коефіцієнт, що враховує величину соціальних нарахувань до заробітної плати, $k_{соц} = 1,38 \dots 1,39$;

Якщо за розрахунками ЗМ в конструкції ГТТМ доцільно використати, то для спрощення підбору ЗМ виходячи із їх специфіки та специфіки виконання технологічних процесів ГТММ доцільно використати принцип Паретто. Відомо [87], що для обмеження динамічних навантажень в перехідних процесах рекомендується встановлювати кулачкові та кулькові ЗМ на валах із частотою обертання до 300 об/хв, а при значних частотах обертання у фрикційних ЗМ проходить значне нагрівання фрикційних дисків, що призводить до їх злипання і значної втрати точності спрацювання при перевантаженнях. Також враховуючи контактні напруження окремі типи муфт мають обмежене застосування по передавальному моменті. Тому виходячи із принципу Паретто усі ЗМ можна розділити на класи виходячи із можливого використання при різних частотах обертання.

Щоб вирішити цю проблему можна застосувати схему класифікації ABC-XYZ-MNL (трьохмірна матриця) і поділити усі ЗМ ГТТМ на такі три типи груп:

1. За величиною передавального моменту – ABC класи;
2. За частотою обертання – XYZ класи;
3. За вартісними показниками – MNL класи.

В даному випадку величина передавального моменту, частота обертання ЗМ і вартісні (якісні) показники є мірою важливості. В запропонованій класифікації ABC-XYZ-MNL до окремих класів слід віднести ЗМ із певними характеристиками (табл. 1.13) [75].

Таблиця 1.13

ABC-XYZ-MNL - класифікація запобіжних муфт ГТТМ

№ п/п	Назва класу	Характеристики ЗМ	Типи ЗМ
1.	A	$T^* > 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$	З руйнівним елементом, самовідключні, кулькові, фрикційні, комбіновані, планетарні
2.	B	$160 \text{ Н}\cdot\text{м} < T \leq 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$	З руйнівним елементом, самовідключні, фрикційні, з підвищеною точністю спрацювання, кулачкові, кулькові, низькочастотні, планетарні, комбіновані
3.	C	$T \leq 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$	Усі типи запобіжних муфт
4.	X	$n^{**} > 700 \text{ об/хв.}$	З руйнівним елементом, самовідключні, низькочастотні, планетарні, фрикційні, комбіновані
5.	Y	$200 \text{ об/хв.} < n \leq 700 \text{ об/хв.}$	З руйнівним елементом, самовідключні, фрикційні, низькочастотні, планетарні, комбіновані
6.	Z	$n \leq 200 \text{ об/хв.}$	Усі типи запобіжних муфт
7.	M	$C^{***} > 5000 \text{ грн.}$	З підвищеною точністю спрацювання, комбіновані
8.	N	$1000 \text{ грн.} < C \leq 5000 \text{ грн.}$	Усі типи запобіжних муфт
9.	L	$C \leq 1000 \text{ грн.}$	Усі типи запобіжних муфт

T^* - величина передавального моменту ЗМ; n^{**} - частота обертання вала, на якому розташована ЗМ; C^{***} - вартість ЗМ.

Для забезпечення ефективного вибору ЗМ проведемо класифікацію технологічних операцій, які виконуються при використанні ГТТМ, за швидкостями їх виконання (табл. 1.14).

Таблиця 1.14

Класифікація технологічних операцій з використанням ГТТМ

№ п/п	Назва класу	Характеристики валопроводу ГМ	Типи операцій
1.	X	$n > 700$ об/хв.	Транспортування, змішування, подрібнення, пересипання, розкидання, нагнітання, буріння, вгвинчування, сортування, стругання
2.	Y	$200 \text{ об/хв.} < n \leq 700 \text{ об/хв.}$	Транспортування, змішування, очищення, подрібнення, пресування, пересипання, сепарування, розкидання, згортання, калібрування, нагнітання, розрихлення, викопування, буріння, вгвинчування, ворущіння, сортування, дозування, поштучне подавання, стругання
3.	Z	$n \leq 200$ об/хв.	Усі типи операцій з використанням гвинтів

Загально відомо, що будь-який механізм ціниться своєю корисністю та визначається собівартістю виготовлення і експлуатації. Між цими поняттями завжди є прямий зв'язок – чим вища якість – тим вищі витрати на її досягнення. Тому ЗМ з вищою точністю спрацювання і нижчим коефіцієнтом динамічності завжди є дорожчими у порівнянні з аналогом із нижчими експлуатаційно-технічними характеристиками. Згідно цього доцільно у кожному класі MNL провести класифікацію ЗМ за вартісними показниками, які у повній мірі відповідають їх якісним характеристикам, а усю сукупність вартісних та функціональних характеристик ЗМ відображено на рис. 1.21. Технічні вимоги, що ставляться до ЗМ, характеризуються коефіцієнтами точності й чутливості спрацювання, коефіцієнтом динамічності й стабільності роботи тощо [75].

Наступний етап вибору передбачає експертну оцінку придатності ЗМ з певної групи ABC-XYZ-MNL виходячи із її експлуатаційно-функціональних характеристик за ціновими та неціновими факторами [18, 19].

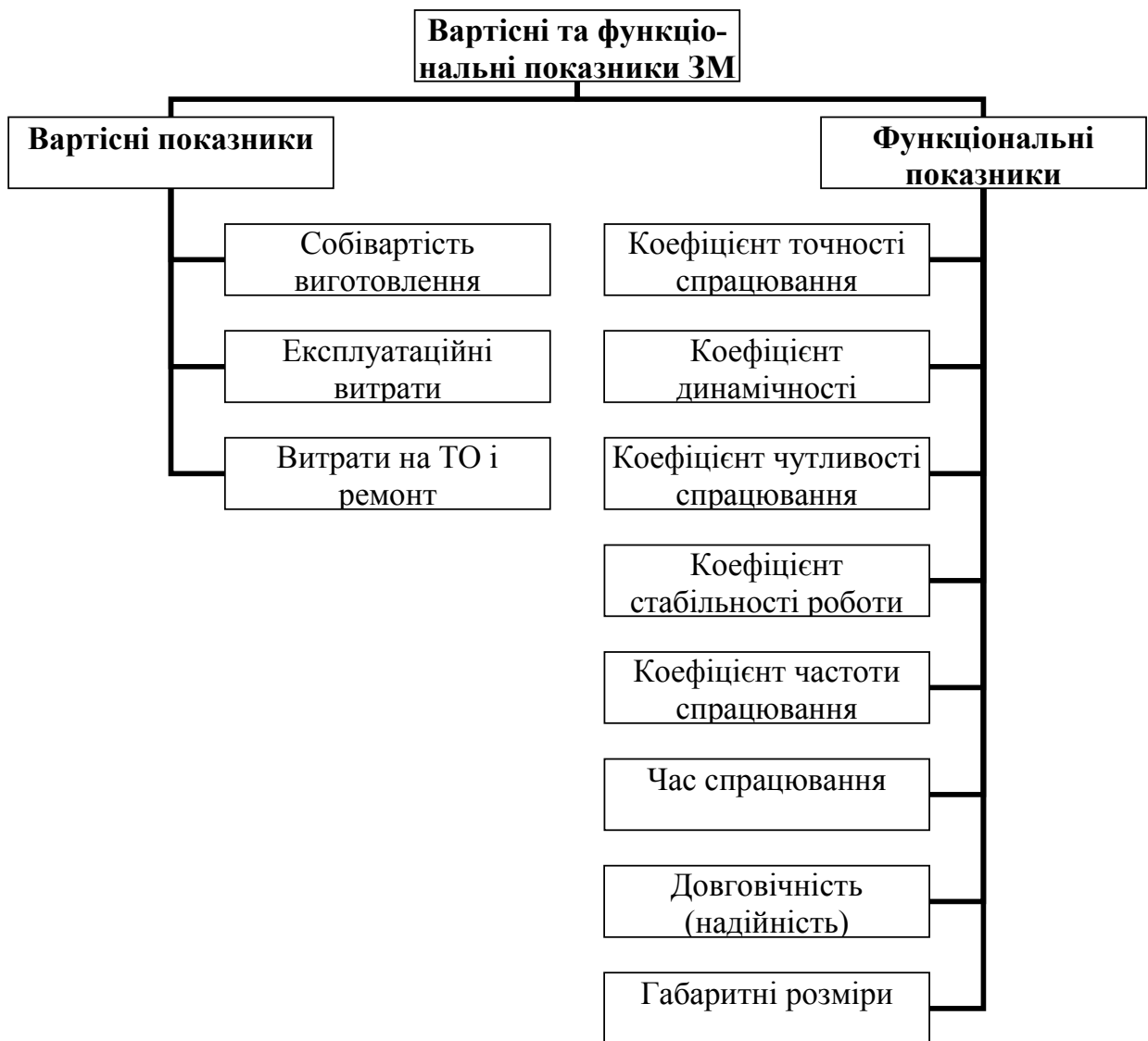


Рис. 1.21. Вартісні та функціональні характеристики запобіжних муфт

До цінових факторів (вартісних показників) відноситимуться собівартість виготовлення, експлуатаційні витрати і витрати на ТО та ремонт. Їх оцінка проводиться за коефіцієнтом зведеної собівартості:

$$k_{\text{собЗМ}} = \frac{C_{nM}}{C_{\text{max .gpMNL}}}, \quad (2.25)$$

де $k_{\text{собЗМ}}$ – коефіцієнт зведеної собівартості ЗМ, який визначатиметься для n-ої ЗМ в межах однієї з груп MNL, $k_{\text{соб}} = 0,1 \dots 1$; C_{nM} – сумарна собівартість виготовлення, експлуатації і ТО та ремонту n-ої ЗМ з певної групи MNL, грн.:

$$C_n = (C_{3M1} + C_{3M2} + C_{3M3}), \quad (2.26)$$

$C_{\max.sp}$ – максимальна сумарна собівартість певної групи MNL (для групи М - $C_{\max.M} = 1000$, для групи N - $C_{\max.N} = 5000$, для групи L - $C_{\max.L} = 15000$), грн.

Показник максимальної сумарної собівартості, як і верхню межу вартісних показників в MNL – класах, слід періодично коректувати з врахуванням інфляційних процесів та знецінення національної валюти в сторону збільшення.

До нецінових факторів (функціональних показників) відноситимуться коефіцієнти точності спрацювання, динамічності, чутливості, стабільності, частоти спрацювання, час спрацювання, довговічність (надійність), габаритні розміри та інші специфічні показники. Їх оцінка проводиться за коефіцієнтом функціональної якості:

$$k_{як3M} = \frac{P_{nM}}{1000}, \quad (2.27)$$

де $k_{як3M}$ – коефіцієнт якості, який визначатиметься для n-ої ЗМ в межах однієї з груп MNL, $k_{як} = 0,1 \dots 1$; P_{nM} – зведений показник характеристик якості n-ої ЗМ з певної групи MNL, грн.:

$$P_{nM} = \sum_{s=1}^m 3_m \cdot \Phi_{ms}, \quad (2.28)$$

де 3_m – значення фактора; Φ_{ms} – факторний рахунок для і-того фактора в n-ої ЗМ; m – кількість факторів.

Кінцевий вибір (приклад - додаток А) проводиться шляхом пошуку ЗМ, яка дасть максимізацію очікуваних позитивів із загальної сукупності альтернативних варіантів, що визначається за формулою:

$$A_n = \sum_{m=1}^n (k_{як.3M} \cdot k_{ваг} - k_{соб.3M} \cdot (1 - k_{ваг})), \quad (2.29)$$

де $k_{ваг}$ – коефіцієнт, що враховує важливість і пріоритетність якісних показників ЗМ у порівнянні з вартісними, $k_{ваг} = 0,2 \dots 1$.

1.8. Взаємозв'язок між конструктивними характеристиками гвинтових систем і захисних механізмів та характером навантаження

Підбір гвинтових механічних систем проводиться на основі їх порівняльної оцінки з типовими представниками машин, які здійснюють однотипні операції і не суттєво відрізняються за продуктивністю, енерговитратами та іншими техніко-економічними показниками. За базу при проведенні порівняння приймають існуючі високопродуктивні ГТТМ, зокрема їх початкову вартість, вартість експлуатації, продуктивність та якість виконання технологічного процесу (відсоток пошкодженого, невідсепарованого, неподібненого, невитисненого матеріалу тощо). При розробці нових та модернізації існуючих конструкцій гвинтових систем у першу чергу слід акцентувати роботу на безпеку експлуатації. Економічну ефективність слід визначати за питомими витратами енергетичних і матеріальних ресурсів, показниками якості роботи, кількістю обслуговуючого персоналу та продуктивністю, а також надійністю виконання технологічного процесу та безвідмовністю роботи. Це, у свою чергу, залежить від правильного підбору захисних пристроїв, що мають забезпечити захист від перевантаження ГТТМ. Для цього розроблено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових систем і захисних механізмів від характеру навантаження (рис. 1.22).

Користуючись даною схемою, в залежності від характеру навантаження на ГРО, можна підібрати адекватні захисні механізми, а саме бункерні захисні решітки, захисні насадки для втягуючих магістралей шнеків, запобіжні чи пружні муфти (компенсатори ударних навантажень і пускових моментів), або пружно-запобіжні муфти. При цьому вибір бункерних захисних решіток і захисних насадок є нескладним процесом і залежить від розмірів частинок транспортованого вантажу та продуктивності гвинтових систем і необхідності дотримання умови їх ефективного завантаження, а модель вибору ЗМ для ГТТМ машин розроблено в [21, 28]. Розрахунок обертового моменту, який повинен передаватись ГРО і при перевищенні якого спрацьовує вибрана ЗМ, представлено нижче.

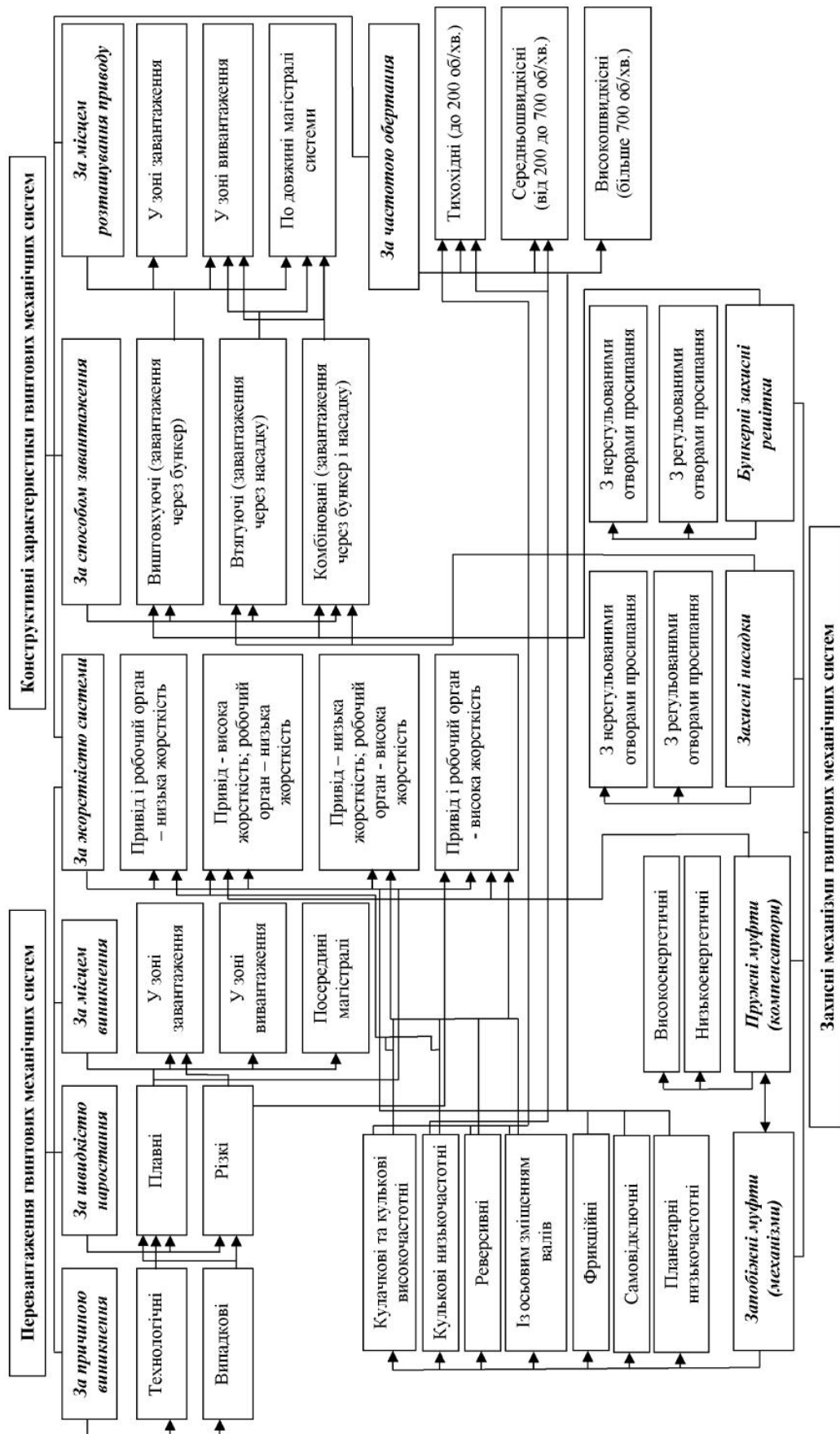


Рис. 1.22. Схема взаємозв'язку між конструктивними характеристиками гвинтових систем і захисних механізмів та характеру навантаження

Під час транспортування вантажу у гвинтових системах спіраль піддається дії крутного моменту. Розрахункова схема представлена на рис. 1.23.

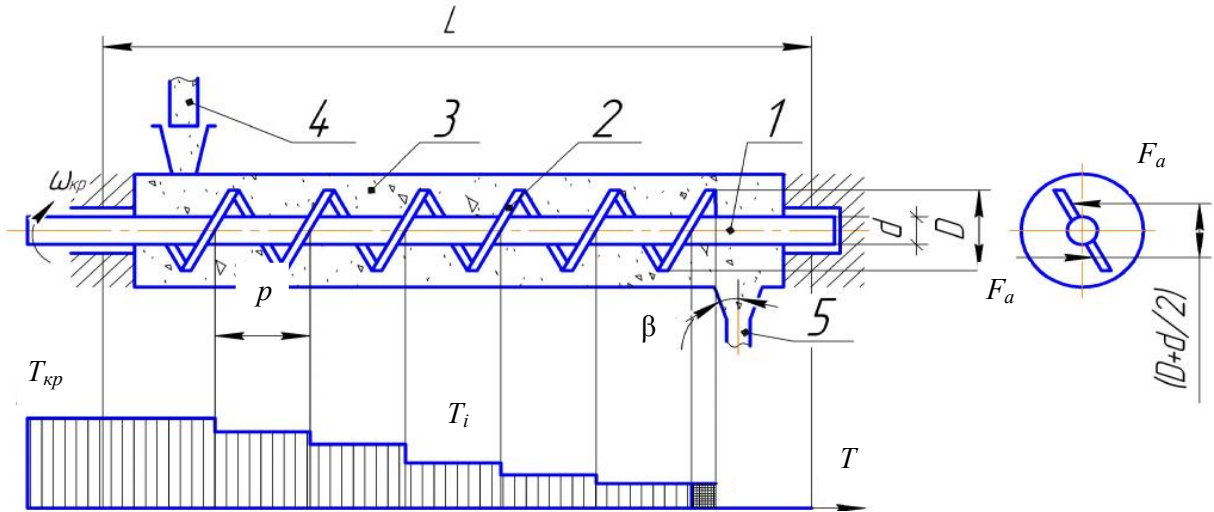


Рис. 1.23. Розрахункова схема визначення сил і пружних деформацій гвинтового робочого органу: 1 – робочий орган; 2 – гвинтовий елемент; 3 – насипний вантаж; 4 – бункер для завантаження; 5 – вихідний отвір; L – довжина шнеку; p – крок гвинтового робочого органу; β – кут при вершині вихідного органу

Зусилля, яке сприймають витки гвинтового елемента під час роботи, можна визначити за залежністю [21]:

$$T = k_{\beta} \cdot k_p \cdot F_a \cdot \left(\frac{(D + d)}{2} \right) \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi), \quad (1.30)$$

де T – крутний момент, що сприймає спіраль, Нм; F_a – значення осьової сили, Н; α – кут підйому витка спіралі по його середньому діаметру, град.; φ – зведений кут тертя у зоні контакту «спіраль - вантаж», град.; D, d – найбільший і найменший діаметри спіралі, м; k_{β} – коефіцієнт, що залежить від умов вивантаження матеріалу, для вільного вивантаження $k_{\beta} = 1$; k_p – коефіцієнт, що залежить від розподілу матеріалу по витку спіралі.

Для горизонтального тихохідного ГТТМ, в якому виникає найбільше тертя при переміщенні вантажів, осьове зусилля F_a можна знайти через вагу вантажу, що знаходиться між витками, тобто:

$$F_a = k_n \cdot k_{\mu} \cdot \gamma \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot L, \quad (1.31)$$

де k_n – коефіцієнт заповнення ГТТМ; k_μ – приведений коефіцієнт тертя, для тихохідних ГТТМ $k_\mu = f$; f – коефіцієнт тертя вантажу по жолобу; γ – густина вантажу, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Тоді:

$$T_{кр} = \sum_{i=1}^n T_i; \quad T_i = k_\beta \cdot k_p \cdot k_n \cdot k_\mu \cdot \gamma \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p \cdot \left(\frac{D + d}{2} \right), \quad (1.32)$$

де n - число витків спіралі на довжині гвинтового органу, $n = L / p$.

Звідси:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{кр}}{W_p} \leq [\tau], \quad (1.33)$$

де W_p - полярний момент опору перерізу.

З цієї умови міцності визначається переріз спіралі на будь-якій ділянці.

Як видно з розрахункової схеми, ГРО піддається максимальному навантаженню у місці кріплення його з приводом. Отже і ЗМ повинні підбиратись і налаштовуватись використовуючи отримані аналітичні залежності.

Використавши відповідне програмне забезпечення визначено допустимі крутильні моменти (табл. 1.15), які приводять до руйнування спіралей різних конструктивних виконань із Ст.3. При цьому жорсткість шнека визначається по формулі:

$$C = \frac{\cos(\alpha)}{\pi \cdot D \cdot n \cdot \left(\frac{\sin(\alpha)^2}{\eta \cdot B \cdot H^3 \cdot G} + \frac{\cos(\alpha)^2}{B \cdot H^3 \cdot \frac{E}{12}} \right)}, \quad (1.34)$$

де C - жорсткість шнека, Н·м/рад.; B - ширина витка шнека, мм; H - товщина витка шнека, мм; α - кут нахилу витків шнека, град.; E - модуль пружності матеріалу шнека першого роду, МПа; G - модуль пружності матеріалу шнека другого роду, МПа; η - коефіцієнт, що враховує співвідношення B/H .

Таблиця 1.15

Залежність допустимих крутильних моментів від конструктивних параметрів стрічкової спіралі (Ст.3)

№ п/п	Зовнішній діаметр шнека (D), мм	Ширина витка шнека (B), мм	Товщина витка шнека (H), мм	Довжина шнека (L), мм	Жорсткість шнека (C_k), Н·м/рад.	Допустимий крутильний момент (T), Н·м
1	100	20	2	1000	840	59
2	110	25	2,5	2000	932	65
3	120	30	3	3000	1181	82
4	150	40	2	4000	280	19,5
5	160	20	2,5	5000	205	14,3
6	100	30	3	6000	709	49,5
7	110	40	2	500	3054	214
8	120	20	2,5	1000	1367	95
9	140	30	3	2000	1519	106
10	100	20	2	6000	140	10
11	140	40	3	3000	1350	94
12	110	20	2	4000	191	14
13	120	30	2,5	5000	410	29
14	100	20	3	2000	1417	99
15	120	30	2	3000	350	24,4
16	140	40	2,5	6000	390,6	27,3
17	100	30	2	1000	1260	88
18	120	20	3	2000	1181	82
19	130	30	2,5	3000	631	44
20	140	40	2	5000	240	17
21	110	30	3	3000	1289	90
22	100	35	1,5	500	1240	87
23	150	25	2	1000	700	49
24	125	30	2,5	2000	984	69
25	130	40	3	3000	1454	101
26	135	30	2	4000	233	16
27	140	35	2,5	5000	410	29
28	100	30	3	6000	709	49
29	120	25	2,5	3000	570	40
30	125	20	2	2000	336	23

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН

2.1. Математична модель нелінійних поперечних коливань шнека

Базою для отримання диференціального рівняння, яке описує поперечні коливання шнека, є його фізична модель [26, 62]. За останню прийнято пружне тіло (жорсткий ГРО), що обертається навколо осі зі сталою кутовою швидкістю Ω . Вважатимемо, що площа поперечного перерізу, погонна маса, момент інерції є змінними величинами вздовж осі шнека. Для побудови математичної моделі, яка відповідає технологічному процесу використання ГРО, вибрано рухому декартову систему координат $OXYZ$ так, щоб вісь OX проходила через центр мас перерізу шнека в недеформованому його положенні. Позначено $u(x, t)$ - відхилення у площині OXZ перерізу шнека з координатою x в довільний момент часу t . Площина OXZ вважається незмінно зв'язана із площиною максимального його прогину. Умовно вирізано у довільному положенні елемент шнека довжиною dx (рис. 2.1), та показано сили, які діють на нього.

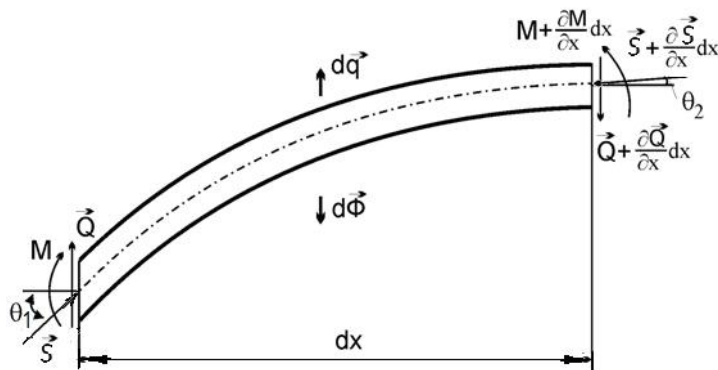


Рис. 2.1. Схема сил, які діють на елемент шнека при його поперечних коливаннях

На рис. 2.1 прийнято наступні позначення: S - повздовжня стискаюча сила у перерізі з координатою x ; $S + \frac{\partial S}{\partial x} dx$ - повздовжня стискаюча сила у перерізі з координатою $x + dx$; M - згинаючий момент у перерізі з координатою x ;

$M + \frac{\partial M}{\partial x} dx$ - згинаючий момент у перерізі із координатою $x + dx$; Q - перерізує зусилля у перерізі з координатою x ; $Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx$ - перерізує зусилля у перерізі з координатою $x + dx$; θ_1 - кут нахилу, який утворює з віссю OX дотична до середньої лінії нормальних перерізів з координатою x ; θ_2 - кут нахилу, який утворює з віссю OX дотична до середньої лінії нормальних перерізів з координатою $x + dx$; dq - складова рівнодійної зовнішніх сил у площині OXZ , які діють на умовно виділений елемент шнека; $d\Phi$ - елементарна сила інерції.

Вважаючи вказаний елемент як завгодно малим та нехтуючи інерцією його обертання, диференціальне рівняння відносного руху приймає вигляд:

$$-S \sin \theta_1 - \frac{\partial Q}{\partial x} dx + \left(S + \frac{\partial S}{\partial x} dx \right) \sin \theta_2 + \Omega^2 um(x)dx + q(u, x, t)dx = m(x)a_z dx, \quad (2.1)$$

де $m(x)dx$ - маса умовно виділеного елемента шнека; $m(x)$ - закон розподілу погонної маси вздовж довжини шнека; $a_z = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ - проекція відносного пришвидшення центра виділеного елемента на вісь OZ ; $\Omega^2 u$ - пришвидшення переносного руху центра умовно виділеного елемента.

Враховуючи, що для малих коливань розглядуваного елемента шнека $\frac{\partial u}{\partial x}$ і θ_2 будуть також малими величинами, то має місце співвідношення [4]: $\sin \theta_1 = \frac{\partial u}{\partial x}$, $\sin \theta_2 = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx$. Крім цього, приймаючи до уваги зв'язок між перерізуючою силою та згинальним моментом для стиснутої балки $Q = \left(\frac{dM}{dx} - S \frac{\partial u}{\partial x} \right)$, рівняння (2.1) набуває вигляду:

$$m(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(M - S(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(S(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right) - m(x) \Omega^2 u = q(u, x, t). \quad (2.2)$$

Нехай пружні властивості матеріалу задовольняють нелінійному технічному закону пружності [51]: $\sigma = E(\epsilon + \mu\epsilon^3)$, де параметр μ характеризує їх відхилення від лінійного закону (тут і нижче вважатимемо його малим у порівнянні із E). Тоді рівняння (2.2) матиме вигляд:

$$m(x)\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(EI(x) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^3 \right) - \frac{S(x)}{F(x)} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left(S(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right) - m(x)\Omega^2 u = q(u, x, t), \quad (2.3)$$

де $F(x)$ - закон зміни площі поперечного перетину шнека вздовж його довжини; $EI(x)$ - жорсткість шнека на згин.

При розгляді коливань у випадку встановленого динамічного процесу Ω слід вважати сталою величиною. У випадку перехідних процесів дотична складова відносного пришвидшення, як і поворотного пришвидшення, напрямлена перпендикулярно до осі OZ , а значить їх слід враховувати у диференціальному рівнянні обертального руху ГРО.

Для більшості транспортно-технологічних процесів, виконуваних за допомогою гвинтових механізмів з сипкими чи в'язкими матеріалами, можна вважати, що момент інерції шнека та поздовжня сила, яка діє на нього, повільно змінюються вздовж його осі. Не зменшуючи загальності вважатимемо площу його поперечного перетину сталою, а закони зміни моменту інерції ГРО та поздовжньої сили стиску лінійними, тобто:

$$I(x) = I_0(1 + \mu k_1 x); \quad S(x) = S_0(1 + \mu k_2 x), \quad (2.4)$$

де I_0, S_0, k_1, k_2 - відомі коефіцієнти, причому $|\mu k_1|, |\mu k_2| \ll 1$.

Відповідно до цього закону прийматимемо розподіл погонної маси шнека:

$$m(x) = m_0(1 + \mu k_3 x), \quad |\mu k_3| \ll 1. \quad (2.5)$$

Наведене вище дозволяє диференціальне рівняння (2.3) подати у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{I_0}{m_0} \left(E - \frac{S_0}{F} \right) \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \frac{S_0}{m_0} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \Omega^2 u = \mu f(x, t, u, u_t, u_x, u_{xx}, u_{xxx}), \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} & \mu f\left(x, t, u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}\right) = \\ \text{де} & = (1 - k_3 x) \frac{1}{m_0} \left[q(u, x, t) - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(Ek_1 x \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{S_0 k_2 x}{F} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) - EI_0 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^3 - \frac{\partial}{\partial x} \left(S_0 k_2 x \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right]. \end{aligned}$$

Для рівняння (2.6) долучаємо крайові умови, які узгоджуються із способом закріплення шнека на кінцях. Шнек обертається у підшипниках, тому крайові умови приймають вигляд:

$$u(x, t)|_{x=j} = 0, \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}|_{x=j} = 0, \quad j = 0, l, \quad (2.7)$$

де l - віддаль між підшипниками.

Враховуючи, що права частина рівняння, яке описує коливання ГРО, пропорційна малому параметру μ , то для побудови його розв'язку використано загальну ідею асимптотичних методів нелінійної механіки [7, 53, 64, 71]. Відповідно до неї розглянуто спочатку незбурене ($\mu = 0$) рівняння, яке відповідає (2.6), тобто лінійне рівняння:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial t^2} + \frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \frac{\partial^4 u_0}{\partial x^4} + \frac{S_0}{m_0} \frac{\partial^2 u_0}{\partial x^2} - \Omega^2 u_0 = 0 \quad (2.8)$$

за однорідних крайових умов, які впливають із (2.7), а саме:

$$u_0(x, t)|_{x=j} = 0, \quad \frac{\partial^2 u_0}{\partial x^2}|_{x=j} = 0. \quad (2.9)$$

Динамічний процес, у цьому випадку, можна трактувати як накладання двох хвиль: прямої та відбитої, однакових довжин та частот, тобто:

$$u_0(x, t) = C_1 \cos(vx + \omega t + \varphi) + C_2 \cos(vx - \omega t + \psi), \quad (2.10)$$

де $C_1, C_2, v, \omega, \varphi, \psi$ - сталі, зміст і вигляд котрих буде встановлено нижче.

Представлення розв'язку у вигляді (2.10) не суперечить загальній ідеї Д'Аламбера [54] побудови розв'язків рівнянь гіперболічного типу і воно [90, 92] в останні роки набуло широкого застосування для дослідження динамічних

процесів систем із розподіленими параметрами. Такий опис динамічного процесу в довгомірних системах із розподіленими параметрами, на відміну від методу Ейлера, має обґрунтовану фізичну інтерпретацію.

Якщо представлення (2.8) правомірне то:

- по-перше, воно повинно задовольняти вказаному рівнянню, а це еквівалентно тому, що хвильове число ν та частота хвильового процесу ω зв'язані дисперсійним співвідношенням:

$$\omega^2 - \frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \nu^4 + \frac{S_0}{m_0} \nu^2 + \Omega^2 = 0; \quad (2.11)$$

- по-друге, мають справджуватись крайові умови (2.9).

Крайові умови для $x = 0$ будуть справджуватись, якщо тригонометрична залежність:

$$C_1 \cos(\omega t + \varphi) + C_2 \cos(-\omega t + \psi) = 0 \quad (2.12)$$

перетворюється у тотожність, тобто виконується для довільного моменту часу t . Це дозволяє знайти зв'язок між початковими фазами хвиль: $\varphi + \psi = k\pi$, ($k = 1, 2, \dots$) та їх амплітудами $C_1 = -C_2 = b$.

Аналогічно справджуючи крайові умови на другому кінці шнека $x = l$, маємо:

$$\cos(\nu l + \omega t + \varphi) - \cos(\nu l - \omega t - \varphi) = 0. \quad (2.13)$$

Як і (2.12) має справджуватись для довільного моменту часу, а це означає, що хвильове число ν у (2.10) чи (2.13) рівне $\nu = \frac{k\pi}{l}$, $k = 0, 1, 2, \dots$. Отримане, відповідно, дає змогу визначити частоту динамічного процесу як функцію фізико-механічних, кінематичних та геометричних параметрів шнека:

$$\omega = \sqrt{\frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \left(\frac{k\pi}{l} \right)^4 - \frac{S_0}{m_0} \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 - \Omega^2}. \quad (2.14)$$

Отримані результати показують на перевагу описання динамічного процесу на базі хвильової теорії руху в порівнянні з методом Ейлера.

На рис. 2.2 представлені залежності частоти власних поперечних коливань шнека від: а) - кутової швидкості обертання; б) – його довжини; в) - поздовжньої сили стиску за таких його фізико-механічних характеристик: $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $I_0 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $F = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$; $m_0 = 4 \cdot 10 \text{ кг/м}$; $S_0 = 7 \cdot 10^2 \text{ Н}$.

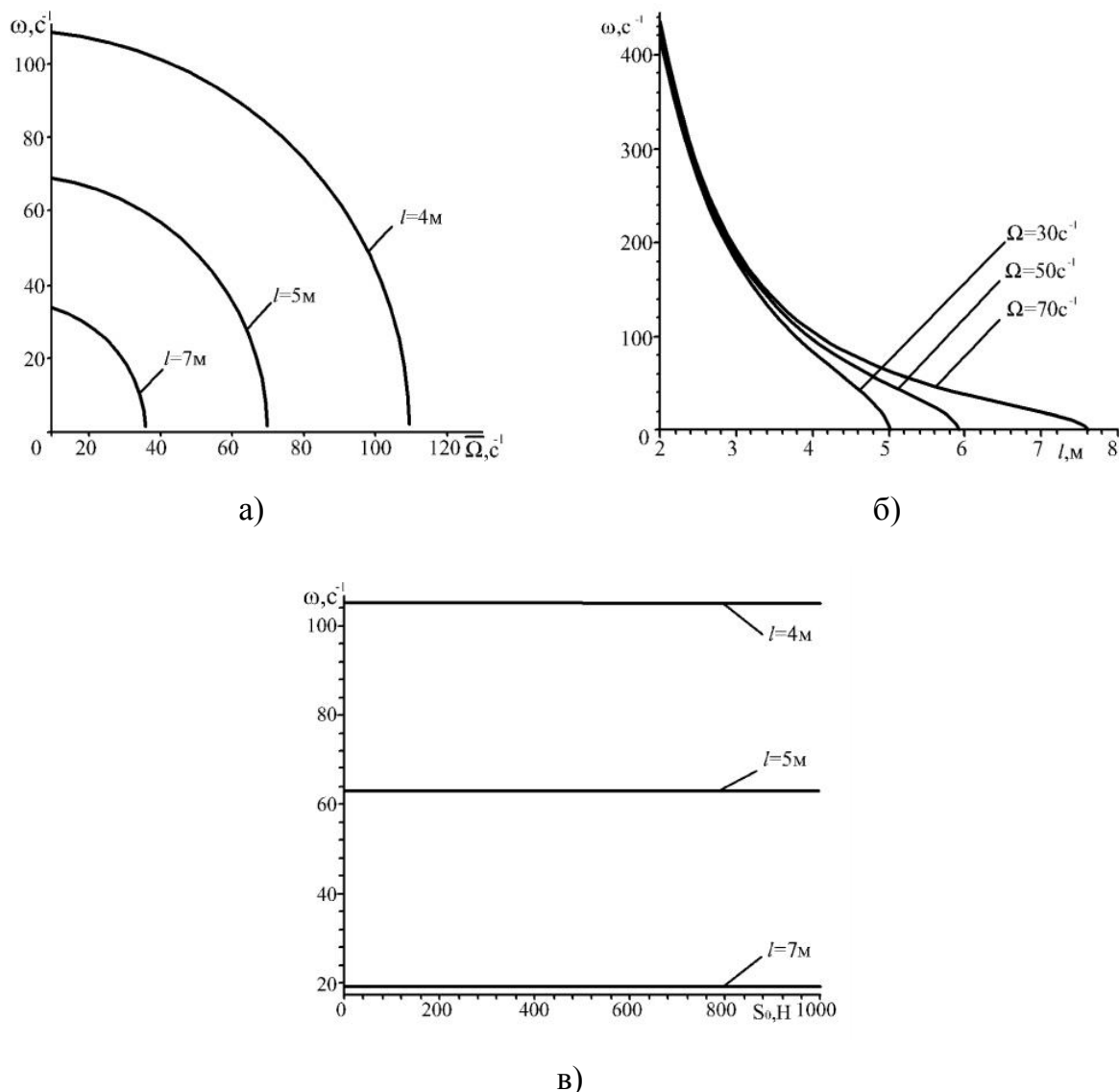


Рис. 2.2. Вплив на частоту власних коливань шнека його основних характеристик

Разом із тим залежність (2.14) визначає критичні значення сили стиску та кутової швидкості обертання, тобто такий зв'язок між фізико-механічними

характеристиками, кінематичними параметрами руху та геометричними розмірами, за яких проходить зрив коливань:

$$\bar{S}_o = \frac{EI_0 - m_0 \Omega^2 \left(\frac{l}{k\pi} \right)^2}{\left[1 + \frac{I_0}{F} \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 \right]}; \quad (2.15)$$

$$\bar{\Omega} = \frac{k\pi}{l\sqrt{m_0}} \sqrt{I_0 \left(E - \frac{S_0}{F} \right) \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 - S_0}. \quad (2.16)$$

На рис. 2.3 представлено вплив на критичну швидкість обертання $\bar{\Omega}$ шнека віддалі між опорними підшипниками за наступних його фізико-механічних характеристик: $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $I_0 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $F = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$; $m_0 = 4 \cdot 10 \text{ кг/м}$; $S_0 = 7 \cdot 10^2 \text{ Н}$. Видно, що вплив реально існуючої в технологічних процесах осьової складової тиску вантажу, який переміщає ГРО, на його поперечні коливання проявляється в меншій мірі, ніж його кутова швидкість обертання чи віддаль між утримуючими підшипниками.

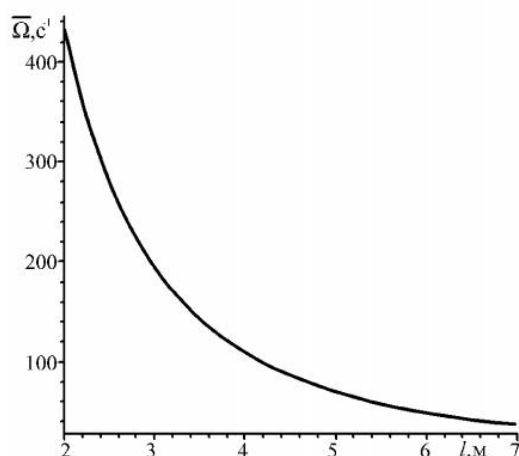


Рис. 2.3. Вплив на критичну швидкість обертання шнека відстані між опорними підшипниками

Отримані результати є основою для дослідження впливу малих нелінійних та періодичних сил на динаміку процесу.

У більш простому автономному випадку відсутнє зовнішнє періодичне збурення $(\mu f\left(x, t, u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}\right) = \mu f_1\left(x, u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}\right))$.

Розвиваючи ідею асимптотичного інтегрування нелінійних диференціальних рівнянь [64], перше наближення його асимптотичного розв'язку шукатиметься у вигляді:

$$u(x, t) = b(\cos(vl + \omega t + \varphi) - \cos(vl - \omega t - \varphi)) + \mu U_1(b, x, \vartheta), \quad (2.17)$$

де $U_1(b, x, \vartheta)$ - 2π - періодична по $\vartheta = \omega t + \varphi$ функція, що задовольняє однорідні крайові умови:

$$U_1(b, x, \vartheta)|_{x=j} = \frac{\partial^2 U_1(b, x, \vartheta)_1}{\partial x^2}|_{x=j} = 0. \quad (2.18)$$

Крім цього, нелінійні сили автономного типу є причиною того, що для розглядуваного випадку амплітуда та фаза коливань шнека є вже змінними в часі величинами. Таким чином, параметри b та ϑ (точніше кажучи b та φ) у асимптотичному представленні (2.17) будуть змінними величинами незалежної змінної t . Задача полягає у знаходженні співвідношень, які б були базовими для визначення закону зміни вказаних параметрів. Нижче, як і у [7, 64], ці функції визначаються звичайними диференціальними рівняннями:

$$\frac{db}{dt} = \mu B_1(b) + \dots; \quad \frac{d\vartheta}{dt} = \mu C_1(b) + \dots. \quad (2.19)$$

У правих частинах цих диференціальних рівнянь невідомі функції $B_1(b)$ та $C_1(b)$ визначаються так, щоб з точністю до величин порядку μ^2 асимптотичне представлення розв'язку задовольняло вихідному рівнянню (2.6). Вказане представлення закону зміни основних параметрів, які описують динамічний процес, фізично обґрунтовано: малі за величиною сили автономного типу в області стійкого динамічного процесу незначною мірою його змінюють.

Шляхом диференціювання (2.17) за незалежними змінними x і t , враховуючи при цьому (2.19), отримуємо:

$$u_{tt}(x,t) = \omega^2 (-\cos(vx + \omega t + \phi) + \cos(vx - \omega t - \phi)) + \mu \left[-2\omega B_1(a)(\sin(vx + \omega t + \phi) - \sin(vx - \omega t - \phi)) - 2b\omega C_1(b)(\cos(vx + \omega t + \phi) + \cos(vx - \omega t - \phi)) + \omega^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial \vartheta^2} \right] + \mu^2 \dots;$$

$$u_{xx}(x,t) = -bv^2 (\cos(vx + \omega t + \phi) - \cos(vx - \omega t - \phi)) + \mu \frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} + \mu^2 \dots; \quad (2.20)$$

$$u_{xxxx}(x,t) = bv^4 (\cos(vx + \omega t + \phi) - \cos(vx - \omega t - \phi)) + \mu \frac{\partial^4 U_1}{\partial x^4} + \mu^2.$$

Підставляючи наведені вище значення функції $u(x,t)$ та її похідних у рівняння (2.6) знаходимо залежність, яка зв'язує невідомі функції $U_1(b, x, \vartheta)$, $B_1(b)$ та $C_1(b)$:

$$\frac{\partial^2 U_1}{\partial \vartheta^2} \omega^2 + \frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \frac{\partial^4 U_1}{\partial x^4} + \frac{S_0}{m_0} \frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} + \Omega^2 U_1 = \bar{f}_1(b, x, \vartheta) + \quad (2.21)$$

$$+ 2\omega B_1(b)(\sin(vx + \omega t + \phi) - \sin(vx - \omega t - \phi)) + 2\omega b C_1(b)(\cos(vx + \omega t + \phi) - \cos(vx - \omega t - \phi)),$$

де $\bar{f}_1(b, x, \vartheta)$ відповідає значенню функції $f_1 \left(x, u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \right)$ за умови, що $u(x,t)$ та її похідні приймають головне значення у представленні (2.17).

Отримані вище співвідношення є базовими для знаходження невідомих функцій, які описують закони зміни основних параметрів поперечних коливань шнека, тобто $B_1(b)$ та $C_1(b)$. Для знаходження зв'язку між ними накладемо на періодичну по ϑ функцію $U_1(b, x, \vartheta)$ додаткову умову, а саме: її розклад по ϑ не містить першої гармоніки ϑ . Вказане буде мати місце, якщо виконується співвідношення:

$$\int_0^{2\pi} U_1(b, x, \vartheta) \cos \vartheta d\vartheta = 0, \quad \int_0^{2\pi} U_1(b, x, \vartheta) \sin \vartheta d\vartheta = 0. \quad (2.22)$$

Із фізичних міркувань вказані умови еквівалентні наступному: амплітуда поперечних коливань середовища є у два рази більшою за головну частину

амплітуди прямої чи відбитої хвилі. Одночасно умови (2.22) дозволяють знайти із рівняння (2.20) невідомі функції $B_1(b)$ та $C_1(b)$:

$$\begin{aligned}
 B_1(b) &= \frac{1}{4\pi\omega l} \int_0^{2\pi} \int_0^l \hat{f}_1(b, x, \vartheta) \sin vx \cos \vartheta dx d\vartheta; \\
 C_1(b) &= \frac{1}{4\pi\omega lb} \int_0^{2\pi} \int_0^l \hat{f}_1(b, x, \vartheta) \sin vx \sin \vartheta dx d\vartheta; \\
 \omega(b) &= \omega + \frac{1}{4\pi\omega lb} \int_0^{2\pi} \int_0^l \hat{f}_1(b, x, \vartheta) \sin vx \sin \vartheta dx d\vartheta.
 \end{aligned}
 \tag{2.23}$$

Нижче приведені деякі результати (рис. 2.4 і рис. 2.5), які стосуються поперечних коливань шнека для випадку нелінійного технічного закону пружності його матеріалу, змінної вздовж його довжини значення сили стиску та сили в'язкого тертя, що пропорційна кубові відносної швидкості (за наступних фізико-механічних характеристик ГРО: $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ H / м}^2$, $I_0 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $F = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$, $m_0 = 4 \cdot 10 \text{ кг} / \text{м}$, $S_0 = 7 \cdot 10^2 \text{ Н}$). Права частина диференціального рівняння (2.6) у даному випадку приймає вигляд:

$$\begin{aligned}
 \mathcal{M}_1 \left(x, u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \right) = \\
 = \frac{\mu}{m_0} \left\{ -k_4 \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^3 + \frac{I_0 S_0 k_2}{F} \left(2 \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} + \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \right) - E I_0 \left[3 \left(\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^2 + 6 \left(\frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \right)^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + S_0 k_2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + x \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \right] \right\}.
 \end{aligned}
 \tag{2.24}$$

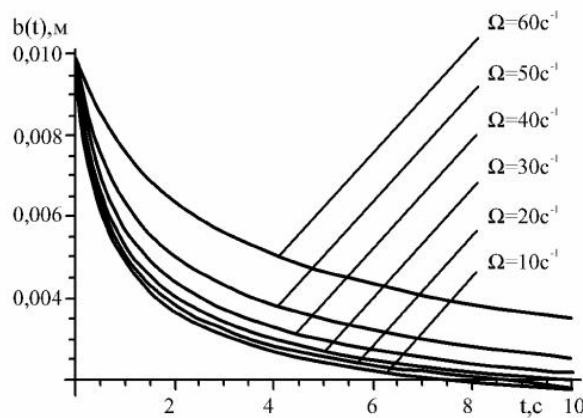


Рис. 2.4. Закон зміни в часі амплітуди поперечних коливань шнека за різних значень кутової швидкості його обертання та початкового значення амплітуди

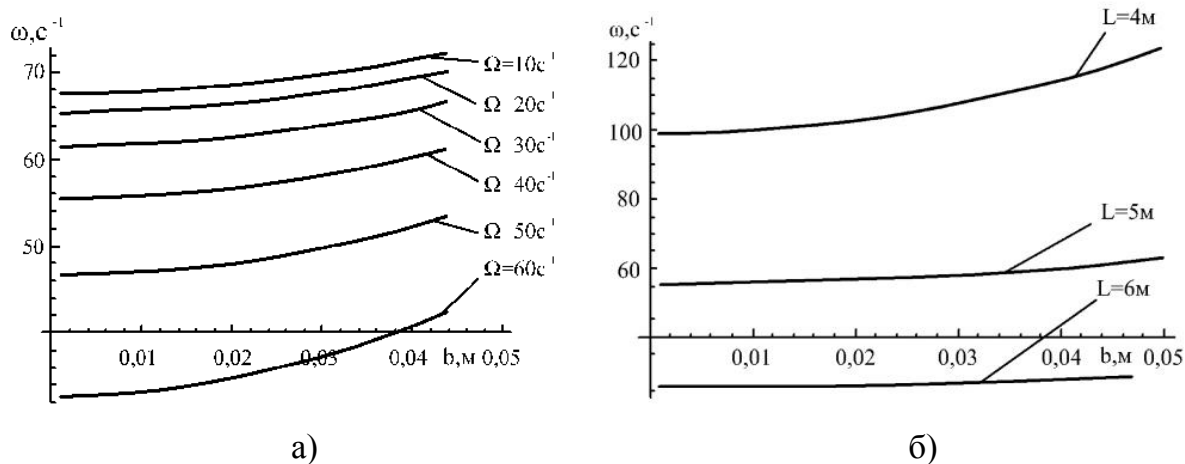


Рис. 2.5. Залежність частоти нелінійних коливань шнека від амплітуди:
 а) за різних значень кутової швидкості обертання; б) довжини шнека

Значно складнішим у дослідженні й одночасно важливим для практичної сторони експлуатації шнеків є неавтономний випадок - випадок дії зовнішніх періодичних сил. Для першого наближення, у так званому нерезонансному випадку, дія останніх проявляється в незначній зміні форми коливань. В той же час у резонансному випадку дія періодичних сил супроводжується значним зростанням амплітуди коливань, а значить збільшенням динамічних напружень у ГРО чи навантажень на опорні підшипники. Отже, вказане явище негативним чином впливає на експлуатацію багатьох елементів машин зменшуючи їх ресурс експлуатації. Проте, дане явище має і позитивну практичну сторону використання при обробці чи транспортуванні в'язких матеріалів за допомогою ГТТМ. Відомо, що при транспортуванні останніх має місце таке небажане явище, як налипання (прилипання) матеріалу на шнек, що зумовлює утворення «мертвих зон». Внаслідок цього продуктивність роботи ГТТМ різко знижується. Позбутись налипання матеріалу на шнек можна за допомогою короткочасної експлуатації його у резонансній зоні. Відповідно, короткочасні інтенсивні коливання шнека із відносно великою амплітудою звільняють останній від матеріалу налипання. Подальший вихід із резонансної зони експлуатації ГТТМ (вихід на робочу частоту) значною мірою підвищить його продуктивність. Тому доцільно провести дослідження саме таких коливань шнека та виконати порівняльну оцінку амплітуд

резонансних та нерезонансних коливань за незмінних усіх інших параметрів системи. Для цього вважатимемо, що частота зовнішнього періодичного збурення близька до частоти власних поперечних коливань шнека. Права частина диференціального рівняння, яке описує його вимушені коливання, приймає вигляд:

$$\begin{aligned} \mu f\left(x, t, u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}\right) = \\ = \mu f_1\left(x, u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}\right) + h \cos \gamma, \gamma = \Xi t + \gamma_0, \end{aligned} \quad (2.25)$$

де h - амплітуда, Ξ - частота, γ - фаза та початкова фаза γ_0 вимушених коливань. Як було наголошено вище, розглядаються резонансні коливання шнека. Тому, вважатимемо, що частота останніх є близькою до частоти власних коливань системи, тобто:

$$p\Xi \approx q\omega, \sqrt{\frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F}\right) \left(\frac{k\pi}{l}\right)^4 - \frac{S_0}{m_0} \left(\frac{k\pi}{l}\right)^2} - \Omega^2 = \omega. \quad (2.26)$$

До того ж, у резонансному випадку коливальний процес суттєво залежить не тільки від співвідношення між частотами власних та вимушених коливань, але й від їх різниці фаз. Таким чином, у резонансному випадку опис коливального процесу шнека будемо шукати у вигляді:

$$u(x, t) = b(\cos(vl + \omega t + \varphi) - \cos(vl - \omega t - \varphi)) + \mu U_1(b, x, \vartheta, \gamma), \quad (2.27)$$

де $U_1(b, x, \vartheta, \gamma)$ - 2π періодична по ϑ та γ функція, що не містить перших гармонік ϑ ; Δ - різниця фаз власних та вимушених коливань, тобто $\Delta = q(\omega t + \varphi) - p\gamma$. До того ж, параметри b та Δ - зв'язані диференціальними рівняннями:

$$\frac{db}{dt} = \mu B_1(b, \Delta) + \dots \quad \frac{d\Delta}{dt} = p\omega - q\Xi + \mu C_1(b, \Delta) + \dots \quad (2.28)$$

Поступаючи подібним чином, як і для автономного випадку, отримуємо:

$$\begin{aligned}
 u_{tt}(x, t) = & \omega^2 (-\cos(vx + \omega t + \varphi) + \cos(vx - \omega t - \varphi)) + \\
 & + \mu [-2\omega B_1(a)(\sin(vx + \omega t + \varphi) - \sin(vx - \omega t - \varphi)) - \\
 & - 2b\omega C_1(b)(\cos(vx + \omega t + \varphi) + \cos(vx - \omega t - \varphi)) + \omega^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial \vartheta^2} + \Xi^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial \gamma^2} + 2\Xi\omega \frac{\partial^2 U_1}{\partial \gamma \partial \vartheta}] + \mu^2 \dots
 \end{aligned}$$

Диференціальне рівняння, яке зв'язує невідомі функції, що описують резонансні коливання шнека, набуває вигляду:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial^2 U_1}{\partial \vartheta^2} \omega^2 + \frac{\partial^2 U_1}{\partial \gamma^2} \Xi^2 + 2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial \gamma \partial \vartheta} \Xi \omega + \frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \frac{\partial^4 U_1}{\partial x^4} + \frac{S_0}{m_0} \frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} + \Omega^2 U_1 = \\
 = \bar{f}_1(a, x, \vartheta) + h \cos \gamma + 2\omega B_1(b)(\sin(vx + \omega t + \varphi) - \sin(vx - \omega t - \varphi)) + \\
 + 2\omega b C_1(b)(\cos(vx + \omega t + \varphi) - \cos(vx - \omega t - \varphi)).
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

Із умов накладених на функцію $U_1(b, x, \vartheta, \gamma)$ знаходимо:

$$\begin{aligned}
 \frac{db}{dt} = & \frac{\mu}{4\pi l \omega} \left\{ \int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{F}(b, x, \vartheta) \sin v x = \cos \vartheta dx d\vartheta + h_1 \cos \Delta \right\} = \\
 = & -\mu \frac{9}{16} k_4 b^3 \omega^2 + \frac{\mu h_1}{4\pi l \omega} \cos \Delta; \\
 \frac{d\Delta}{dt} = & - \left\{ \frac{\mu}{4\pi l b \omega} \int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{F}(b, x, \vartheta) \sin v x \sin \vartheta dx d\vartheta + h_1 \sin \Delta \right\} = \\
 = & q\omega - p\Xi - 3,75 \mu \left(\frac{k\pi}{l} \right)^8 \frac{b^2}{\omega} - \frac{\mu h_1}{4\pi l b \omega} \sin \Delta.
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

Нижче (рис. 2.6 та рис. 2.7) представлені за різних кутових швидкостей обертання шнека закони зміни резонансної амплітуди при швидкому переході резонансної зони та резонансні криві (залежність резонансної амплітуди від розбалансування головних частот $\bar{\Delta} = \bar{\omega}(a) - \Xi$) за наступних параметрів: $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ H}/\text{m}^2$; $I_0 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$; $F = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$; $m_0 = 4 \cdot 10 \text{ кг}/\text{м}$; $S_0 = 7 \cdot 10^2 \text{ H}$; $k_1 = k_3 = 0$; $a_0 = 10^{-3} \text{ м}$; $\Delta_0 = 10^{-1}$.

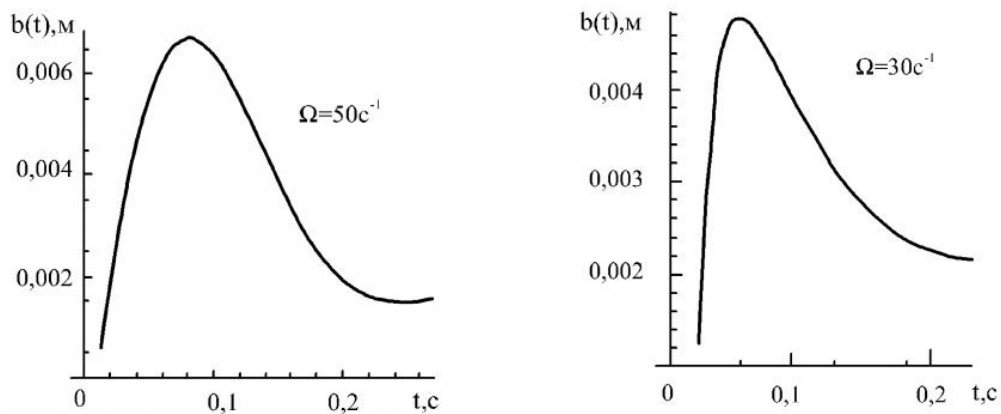


Рис. 2.6. Закони зміни резонансної амплітуди при швидкому переході резонансної зони за різних кутових швидкостей обертання шнека

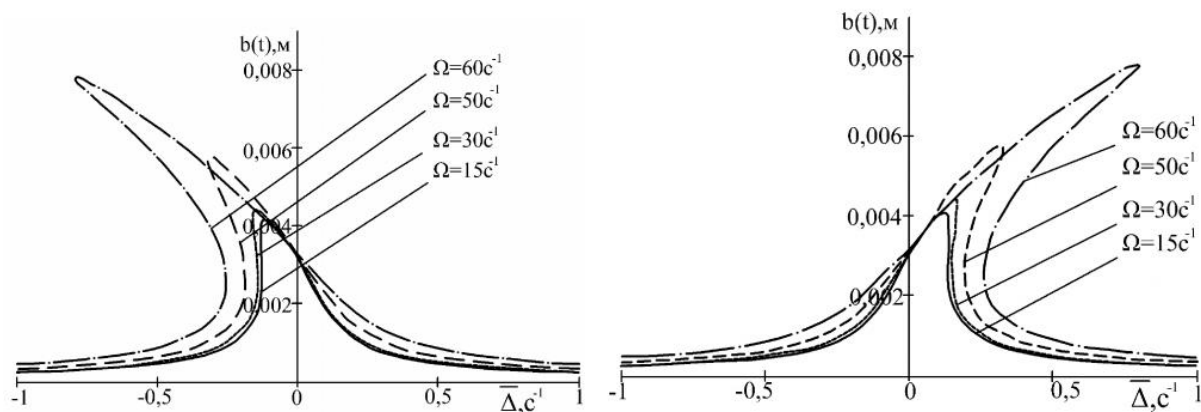


Рис. 2.7. Резонансні криві за різних значень обертання шнека за м'яких та жорстких його пружних характеристик

Отримані теоретичні та побудовані на їх базі графічні залежності дозволяють зробити наступні висновки, які стосуються власних коливань шнека:

1. Домінуючу роль у визначенні частоти власних коливань шнека відіграють згинальна жорсткість, кутова швидкість обертання та віддаль між опорними підшипниками (довжина спіралі).

2. Вплив амплітуди на частоту поперечних коливань шнека у більшій мірі проявляється для випадку меншої віддалі між опорними підшипниками та більшої кутової швидкості обертання.

3. У випадку «м'якої» нелінійності матеріалу шнека ($\mu < 0$) для більших значень амплітуди власних коливань частота є вищою, причому швидкість росту

частоти більшою мірою проявляється для шнеків з вищою кутовою швидкістю обертання або меншою віддаллю між опорними підшипниками, а у випадку «жорсткої» нелінійності – процес протилежний.

4. Швидкість зникання амплітуди коливань (за наявності сили опору) є більшою для менших значень кутової швидкості обертання шнека.

Що стосується переходу через резонанс, то:

- по - перше, початкові значення амплітуди коливань та періодичного збурення впливають незначною мірою на резонансну амплітуду;

- по – друге, швидкість переходу через резонанс не впливає на величину резонансної амплітуди;

- по – третє, резонансні значення амплітуди на основній та кратних частотах є різними;

- по – четверте, величина резонансної амплітуди коливань шнека значно перевищує резонансну амплітуду в до резонансній чи за резонансній зонах;

- по - п'яте, резонансна амплітуда із зростанням кутової швидкості обертання шнека зростає.

Наведені особливості резонансних коливань рекомендується використовувати для звільнення від налипання матеріалу на шнек, бо його власна частота коливань суттєво залежить від кутової швидкості обертання. У випадку, коли процес перемішування чи транспортування матеріалів проходить у до резонансній зоні коливань, то шляхом зменшення кутової швидкості обертання ГРО короткочасно можна вийти на резонансну частоту (2.14). Внаслідок інтенсивних коливань шнека у резонансній зоні відбудеться процес його звільнення від «липкого» матеріалу. У випадку, коли робочому режиму шнека відповідає його власна частота, яка більша за резонансну, то на резонансну частоту коливань можна вийти шляхом збільшення кутової швидкості обертання шнека. Слід враховувати, що частота власних поперечних коливань ГРО із урахуванням того, що має місце налипання матеріалу на нього і ця маса не враховується, дещо відрізняється від теоретичної (2.14), а тому точніший результат можна отримати шляхом урахування процесу налипання в коефіцієнти m_0 та I_0 .

2.2. Математична модель крутильних коливань шнека

Відомо [4], що математичною моделлю крутильних коливань вала різному способі закріплення його кінців є диференціальне рівняння з частинними похідними:

$$I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(GJ \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = Q \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad (2.31)$$

із відповідними крайовими умовами:

- у випадку закріплених кінців вала:

$$\theta(x, t)|_{x=0} = \theta(x, t)|_{x=l} = 0; \quad (2.32)$$

- у випадку вільних кінці вала:

$$\frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=l} = 0; \quad (2.33)$$

- у випадку закріпленого правого та вільного лівого кінця вала:

$$\theta(x, t)|_{x=0} = \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=l} = 0 \quad (2.34)$$

У наведених вище співвідношеннях $\theta(x, t)$ кут закручення вала; I - його погонний момент інерції відносно недеформованої осі; G - модуль зсуву; J - екваторіальний момент поперечного перетину; $Q \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)$ - розподіл моменту зовнішніх сил відносно недеформованої осі.

Для шнека, який обертається навколо осі, ситуація дещо складніша, адже він окрім крутильних, здійснює ще й поперечні коливання, які зумовлені багатьма чинниками, зокрема технологічним процесом [25, 81]. Нехтуючи строгістю математичної постановки задачі динаміки шнека та зупиняючись лише на фізичній сутності процесу, при вивченні крутильних коливань дію поперечних коливань на крутильні будемо замінювати коріолісовою силою інерції (вважається, що вал обертається зі сталою кутовою швидкістю).

Адже, як буде показано нижче, нехтування поперечними коливаннями при дослідженні крутильних коливань може привести до спотворення (значних неточностей) процесу. Тому спочатку побудуємо «уточнену» математичну модель

крутильних коливань шнека, яка враховує вплив поперечних коливань на крутильні. З цією метою умовно виділивши із шнека як завгодно малий елемент довжиною dx вкажемо величину та напрям переносної та коріолісової складових сил інерції. Приймається, що переносний рух – обертання шнека навколо осі, а відносний – поперечні коливання. Вектор прискорення Коріоліса визначається відповідно до формули $\vec{a}_c = 2[\vec{\omega}_e, \vec{V}_r]$. У розглядуваному випадку руху шнека - $\omega_e = \Omega$, $V_r = \frac{\partial u}{\partial t}$ (тут збережені всі позначення попереднього підрозділу). До того ж вектор відносної лінійної швидкості \vec{V}_r знаходиться у площині поперечних коливань шнека та напрямлений перпендикулярно до осі обертання. Отже, величина коріолісового прискорення рівна $a_c = 2\Omega \frac{\partial u}{\partial t}$. Напрявлений вказаний вектор перпендикулярно до зігнутої осі шнека в сторону його обертання. Коріолісова ж сила інерції виділеного елемента шнека напрямлена у протилежну сторону та рівна:

$$\Phi = 2m(x)\Omega \frac{\partial u}{\partial t} dx . \quad (2.35)$$

Момент вказаної сили відносно осі обертання шнека рівний:

$$M^\Phi = 2m(x)\Omega \frac{\partial u}{\partial t} u(x, t) dx . \quad (2.36)$$

Беручи до уваги (2.27), для першого наближення закон зміни моменту сил інерції відносно осі обертання приймає значення:

$$M^\Phi = 2b^2 m(x)\Omega\omega \sin^2 \frac{vx}{l} \sin 2\omega t dx . \quad (2.37)$$

Останнє дозволяє представити диференціальне рівняння крутильних коливань (2.31) для випадку повільно змінних законів зміни вздовж довжини шнека коефіцієнтів I, J : $I = I_0 + \mu I_1(x)$, $J = J_0 + \mu J_1(x)$ у вигляді:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{GJ_0}{I_0} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \mu \bar{Q} \left(x, t, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) - \frac{2b^2 m(x)}{I} \Omega\omega \sin^2 \frac{vx}{l} \sin 2\omega t . \quad (2.38)$$

У праві частині диференціального рівнянні (2.38) функція приймає значення:

$$\bar{Q}\left(x, t, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}\right) = \frac{1}{I} \left(Q\left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}\right) - I_1(x) \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(GJ_1 \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \right).$$

Таким чином, дослідження крутильних коливань шнека, який обертається навколо осі та здійснює поперечні коливання, пов'язано із побудовою розв'язку диференціального рівняння (2.38) за крайових умов (2.33). У випадку дії на шнек періодичних зовнішніх сил, момент котрих відносно осі обертання відмінний від нуля, диференціальне рівняння буде подібного вигляду, тому методика його дослідження аналогічна викладеній нижче.

В основу дослідження крутильних коливань шнека покладено:

- по-перше, побудову для загального вигляду нелінійних сил наближеного асимптотичного розв'язку;
- по-друге, аналіз отриманих узагальнених співвідношень для конкретних значеннях зовнішніх силових чинників.

Як і у випадку поперечних коливань шнека, вважатимемо, що максимальне значення зовнішніх сил є малим у порівнянні із коефіцієнтом $\frac{GJ_0}{I_0}$. Це дозволяє для побудови та розв'язку рівняння (2.38) за крайових умов (2.33) використати метод Бубнова-Гальоркіна [7]. Відповідно до нього задача про побудову та дослідження розв'язку крайової задачі для рівняння з частинними похідними зводиться до більш простої задачі – інтегрування та дослідження розв'язку звичайного неавтономного квазілінійного диференціального рівняння:

$$\frac{d^2 T(t)}{dt^2} + \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 \frac{GJ_0}{I_0} T(t) = \mu \left(F\left(T, \frac{dT}{dt}, \phi\right) \right), \quad (2.39)$$

де $F\left(T, \frac{dT}{dt}, \phi\right) = \frac{1}{p} \int_0^l \left[\mu \bar{Q}\left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}\right) - \frac{2b^2 m(x)}{I} \Omega \sin^2 \frac{k\pi}{l} x \sin 2\omega t \right] X_k(x) dx$;

$\phi = 2\omega t$; $p = \int_0^l X_k^2(x) dx$, а $\{X_k(x)\}$ - повна система функцій, що задовольняє

крайовим умовам (2.33).

Диференціальне рівняння (2.39) дозволяє визначити частоту лінійної моделі власних крутильних коливань шнека:

$$\omega_{\theta} = \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}}. \quad (2.40)$$

Вплив зовнішніх сил та поперечних коливань на крутильні шнека будемо вивчати на базі розв'язку неавтономного рівняння (2.39). Для його знаходження використаємо ідею методу Ван-дер-Поля [51, 54] побудови асимптотичного розв'язку звичайних квазілінійних рівнянь. Відповідно до неї знаходимо розв'язок незбуреного ($\mu = 0$) рівня, яке відповідає (2.39). Вказаний розв'язок має вигляд:

$$T(t) = a \cos \psi, \quad \psi = \omega_{\theta} t + \varphi. \quad (2.41)$$

Трактуючи його, відповідно до методу Ван-дер-Поля, як формальну заміну змінних для збуреного рівняння (2.39), з тією лише різницею, що для останнього випадку параметри амплітуда та початкова фаза є повільно змінними функціями часу, маємо:

$$\frac{dT(t)}{dt} = -a\omega_{\theta} \sin \psi + \frac{da}{dt} \cos \psi - \frac{d\varphi}{dt} a \sin \psi. \quad (2.42)$$

Після нескладних перетворень, отримуємо систему звичайних неавтономних рівнянь, яка визначає закони зміни параметрів $a(t)$ і $\varphi(t)$:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{\mu}{\omega_{\theta}} \sin \psi \left(\bar{F}(a \cos \psi, a\omega_{\theta} \sin \psi, 2\omega t) \right); \\ \frac{d\varphi}{dt} &= -\frac{\mu}{a\omega_{\theta}} \cos \psi \left(\bar{F}(a \cos \psi, a\omega_{\theta} \sin \psi, 2\omega t) \right), \end{aligned} \quad (2.43)$$

де $\left(\bar{F}(a \cos \psi, a\omega_{\theta} \sin \psi, 2\omega t) \right)$ - відповідає значенню правої частини рівняння (2.39) за умови, що $T(t)$ та $\frac{dT(t)}{dt}$ приймають лише головні значення.

Для неавтономної системи (2.43) розглянемо два випадки: нерезонансний

$$\begin{aligned} \frac{p\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} \neq q \sqrt{\frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 - \frac{S_0}{m_0} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 - \Omega^2} \quad \text{та} \quad \text{резонансний} \quad \frac{p\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} \approx \\ \approx q \sqrt{\frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 - \frac{S_0}{m_0} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 - \Omega^2}. \quad \text{У нерезонансному випадку для першого} \end{aligned}$$

наближення амплітуда та фаза нелінійних коливань не залежать від періодичної складової вимушуючої сили. Тому, шляхом усереднення залежностей (2.43) по фазах власних (ψ) та вимушених (ϕ) коливань отримуємо рівняння у стандартному вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{\mu}{2\pi^2\omega_\theta} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin \psi (\bar{F}(a \cos \psi, a\omega_\theta \sin \psi, \phi)) d\psi d\phi; \\ \frac{d\psi}{dt} &= \omega_\theta - \frac{\mu}{2\pi^2 a\omega_\theta} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \cos \psi (\bar{F}(a \cos \psi, a\omega_\theta \sin \psi, \phi)) d\psi d\phi. \end{aligned} \quad (2.44)$$

Вказані рівняння визначають вплив нелінійних сил на динаміку процесу та одночасно показують, що періодичне збурення малої величини, частота котрого не знаходиться у раціональному зв'язку із частотою власних коливань, не спричиняє значних змін динамічного процесу.

Більш важливий випадок крутильних коливань шнека – резонансний. При його розгляді підінтегральні функції співвідношень (2.44) подамо у вигляді:

$$\begin{aligned} \sin \psi \bar{F}\left(T, \frac{dT}{dt}, \phi\right) &= F_0^s(a) + h \sin \phi \sin \psi + \sum_n (F_n^{ss}(a) \sin n\psi + F_n^{sc}(a) \cos n\psi); \\ \cos \psi \bar{F}\left(T, \frac{dT}{dt}, \phi\right) &= F_0^c(a) + h \sin \phi \cos \psi + \sum_n (F_n^{cs}(a) \sin n\psi + F_n^{cc}(a) \cos n\psi), \end{aligned} \quad (2.45)$$

$$\text{де } F_0^s(a) = \frac{1}{\pi p} \int_0^l \int_0^\pi \sin \psi \bar{Q}\left(\theta(x, t), \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t}, \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x}\right) X(x) dx d\psi,$$

$$F_0^c(a) = \frac{1}{\pi p} \int_0^l \int_0^\pi \cos \psi \bar{Q}\left(\theta(x, t), \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t}, \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x}\right) X(x) dx d\psi,$$

$$F_n^{ss}(a) = \frac{1}{\pi p} \int_0^l \int_0^\pi \bar{Q}\left(\theta(x, t), \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t}, \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x}\right) \sin n\psi \sin \psi X(x) dx d\psi,$$

$$F_n^{sc}(a) = \frac{1}{\pi p} \int_0^l \int_0^\pi \bar{Q}\left(\theta(x, t), \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t}, \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x}\right) \cos n\psi \sin \psi X(x) dx d\psi,$$

$$F_n^{cc}(a) = \frac{1}{\pi p} \int_0^l \int_0^\pi \bar{Q}\left(\theta(x, t), \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t}, \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x}\right) \cos n\psi \cos \psi X(x) dx d\psi,$$

$$F_n^{cs}(a) = \frac{1}{\pi p} \int_0^l \int_0^\pi \overline{Q} \left(\theta(x,t), \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial x} \right) \sin n\psi \cos \psi X(x) dx d\psi,$$

$$h = \frac{1}{p} \int_0^l \frac{2b^2 m(x)}{I} \Omega \sin^2 \frac{k\pi}{l} x X(x) dx.$$

Саме ж диференціальне рівняння (2.39) для резонансного випадку представимо у вигляді:

$$\frac{d^2 T}{dt^2} + \left(2 \frac{q}{p} \omega \right)^2 T = \varepsilon \left(\overline{F} \left(T, \frac{dT}{dt}, \phi \right) - \Delta T \right), \quad \omega_\theta^2 \approx \left(\frac{2q}{p} \omega \right)^2 + \mu \Delta. \quad (2.46)$$

Відомо, що у резонансному випадку на коливний процес суттєво впливає різниця фаз власних та вимушених коливань. Отже, резонансна амплітуда залежить від параметру $\gamma = \psi - \phi$, $\rightarrow \psi = \gamma + \phi$. Формально ввівши цей параметр у диференціальні рівняння (2.43) після усереднення по швидкозмінній фазі ϕ , отримуємо для випадку головного резонансу залежності:

$$\frac{da}{dt} = \mu (F_0^s(a) + h \cos \gamma); \quad (2.47)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = 2\omega - \omega_\theta + \mu (F_0^c(a) - (h + \Delta) \sin \gamma).$$

Одночасно отримані залежності:

- по-перше, визначають стаціонарне значення резонансної амплітуди (резонансну криву) як функцію параметрів системи у вигляді

$$\left(\frac{F_0^s(a)}{h} \right)^2 + \left(\frac{2\omega - \omega_\theta + F_0^c(a)}{h + \Delta} \right)^2 = 1;$$

- по-друге, показують, що резонансні крутильні коливання можуть бути зумовлені не тільки зовнішніми періодичним силами (точніше кажучи моментами), але й поперечними коливаннями. Такий резонанс називають внутрішнім;

- по-третє, величина резонансної амплітуди визначається не лише амплітудою періодичного збурення, розбалансуванням частот власних та вимушених коливань, але й характером нелінійних сил.

2.3. Вплив імпульсних сил на крутильні коливання шнека

Викладені вище загальні результати використаємо для дослідження впливу імпульсних сил на крутильні коливання шнека. Шнек обертається навколо осі, здійснюючи крутильні та поперечні коливання. В багатьох випадках останні спричиняють короткотривалу періодичну дію на крутильні коливання [80, 81]. Мова йде про контакт шнека із кожухом, переміщення сипких вантажів відносно великих розмірів та ін. Математичною моделлю крутильних коливань шнека для вказаної дії зовнішньої миттєвих сил є диференціальне рівняння:

$$I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(GJ \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = Q \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \sum_{i=1}^n Q_i \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \frac{\partial \theta}{\partial t} \right) \cdot \sum_{j=1} \delta(t - (t_i + j\tau)), \quad (2.48)$$

де $\delta(\dots)$ - функція Дірака [53], яка діє періодично із періодом τ у моменти часу t_i ; $Q_i \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \frac{\partial \theta}{\partial t} \right)$ - функція, яка характеризує інтенсивність дії імпульсних сил у вказані моменти часу.

Якщо використати властивості δ – функції:

$$f(t)\delta(t) = f(0)\delta(t), \quad \sum_j \delta(t - j\tau) = \frac{\nu}{\pi} \left[\frac{1}{2} + \sum_{j=1} \cos j\nu t \right]; \quad (2.49)$$

$$\int_{-\infty}^t \delta(t) dt = \begin{cases} 1, & \text{при } t > 0, \\ 0, & \text{при } t \leq 0, \end{cases} \quad (2.50)$$

то система диференціальних рівнянь (2.48) після усереднення набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{\mu}{\omega_\theta} \left\{ F_{k0}^s(a) + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1} F_{ik0}^s(0) \right\}; \\ \frac{d\varphi}{dt} &= -\frac{\mu}{a\omega_\theta} \left\{ F_{k0}^c(a) + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{j=1} F_{jk0}^c \right\}, \end{aligned} \quad (2.51)$$

де $\nu = \frac{2\pi}{\tau}$.

Якщо формально вважати, що вказані рівняння вдається зінтегрувати, то динамічний процес шнеку представляється у вигляді:

$$\theta(x, t) = a(t)X(x)\cos(\omega_\theta t + \varphi(t)), \quad (2.52)$$

У (2.52) амплітуда крутильних коливань $a(t)$ та її фаза $\psi = \omega_\theta t + \varphi(t)$ визначаються системою (2.51). Вказаний розв'язок буде першим наближенням поставленої задачі. Щоб описати стрибкоподібний характер зміни основних параметрів крутильних коливань шнека, необхідно знайти його перше покращене наближення. Для його знаходження припускаємо, що розв'язком диференціальних рівнянь (2.51) є функції $a = a(t)$ і $\psi = \psi(t)$. Тоді перше «покращене» наближення параметрів a і ψ представляється у вигляді:

$$\begin{aligned}
a_{\text{нокр.}} = & a - \frac{\mu}{\omega_\theta} \left\{ \frac{\nu}{\pi} \sum_{i=1}^n F_{i0}^s(a) \sigma(t, t_i) + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \frac{-F_{in}^{ss}(a) \cos(n\psi) + F_{in}^{sc}(a) \sin(n\psi)}{n\omega_\theta} + \right. \\
& + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \left(\frac{F_{in}^{ss}(a)}{(n\omega_\theta)^2 - (k\nu)^2} (2n\omega_\theta \sin(n\psi) \cos k\nu(t - t_i) - 2k\nu \cos(n\psi) \sin k\nu(t - t_i)) + \right. \\
& \left. \left. + \frac{F_{in}^{ss}(a)}{(n\omega_\theta)^2 - (k\nu)^2} (-2n\omega_\theta \cos(n\psi) \cos k\nu(t - t_i) + 2k\nu \sin(n\psi) \sin k\nu(t - t_i)) \right) \right\} + \\
& \left. + \sum_n \frac{-F_n^{sc}(a) \cos(n\psi) + F_n^{sc}(a) \sin(n\psi)}{n\omega_\theta} \right\}; \quad (2.53) \\
\psi_{\text{нокр.}} = & \omega t - \frac{\varepsilon}{a\omega_\theta} \left\{ \frac{\nu}{\pi} \sum_{i=1}^n F_{ki0}^c(a) \sigma(t, t_i) + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \frac{-F_{in}^{cc}(a) \cos(n\psi_k) + F_{in}^{cs}(a) \sin(n\psi_k)}{n\omega_\theta} + \right. \\
& + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \left(\frac{F_{in}^{cs}(a)}{(n\omega_\theta)^2 - (k\nu)^2} (2n\omega_\theta \sin(n\psi) \cos k\nu(t - t_i) - 2k\nu \cos(n\psi) \sin k\nu(t - t_i)) + \right. \\
& \left. + \frac{F_{in}^{cs}(a)}{(n\omega_\theta)^2 - (k\nu)^2} (2n\omega_\theta \cos(n\psi_k) \cos k\nu(t - t_i) + 2k\nu \sin(n\psi) \sin k\nu(t - t_i)) \right) \left. + \right. \\
& \left. + \sum_n \frac{-F_n^{ss}(a) \cos(n\psi_k) + F_n^{ss}(a) \sin(n\psi_k)}{n\omega_\theta} \right\},
\end{aligned}$$

де $\sigma(t, t_i)$ – періодична функція, яка є сумою ряду $\sum_j \frac{\sin j\nu(t - t_i)}{j}$.

Із вище зазначеного випливає, що в нерезонансному випадку імпульсний характер навантаження проявляється в стрибкоподібній зміні амплітуди $a_{\text{нокр}}$ та фази $\psi_{\text{нокр}}$ в момент дії імпульсних сил. Величини стрибків малі, бо інтенсивність імпульсних сил мала. Не дивлячись на це, їх дія за період експлуатації ГТТМ наростає і з часом може привести до значних амплітуд крутильних коливань.

2.3.1. Резонансні крутильні коливання шнека під дією імпульсних сил

Набагато важливішим випадком крутильних коливань є випадок, коли частота власних коливань пов'язана із частотою імпульсного збурення співвідношенням $\omega_0 \approx \frac{q}{p} \nu$ (p, q – взаємно прості числа); тут $\nu = \frac{2\pi}{\tau}$. Зазначене дає підстави диференціальне рівняння (2.34) за дії імпульсних сил записати у вигляді:

$$\frac{d^2 T}{dt^2} + \left(\frac{q}{p} \nu\right)^2 T = \mu \left(\bar{F} \left(T, \frac{dT}{dt}, \nu t \right) - \Delta T + \sum_{j=1}^n \bar{F}_j \left(T, \frac{dT}{dt}, \nu t \right) \cdot \sum_{i=1}^m \delta(t - (t_i + j\tau)) \right); \quad (2.54)$$

$$\omega_0^2 = \left(\frac{q}{p} \nu\right)^2 + \mu \Delta, \quad (2.55)$$

де $\mu \Delta$ – розбалансування частот.

В такому разі звичайні диференціальні рівняння відносно змінних $a(t)$ і $\varphi(t)$ набувають вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} = & -\sin \psi \frac{p\mu}{q\nu} \left(\bar{F} \left(a \cos \psi, -a\nu \frac{q}{r} \sin \psi \right) - \Delta a \frac{q}{p} \nu \cos \psi_k + \right. \\ & \left. + \sum_{i=1}^n \bar{F}_i \left(a \cos \psi, -a\nu \frac{q}{p} \sin \psi \right) \sum_j \delta(t - (t_i + j\tau)) \right); \end{aligned} \quad (2.56)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} = & -\cos \psi \frac{p\varepsilon}{aq\nu} \left(\bar{F} \left(a \cos \psi, -a\nu \frac{q}{p} \sin \psi \right) - \Delta a \frac{q}{p} \nu \cos \psi + \right. \\ & \left. + \sum_{i=1}^n \bar{F}_i \left(a \cos \psi, -a\nu \frac{q}{p} \sin \psi \right) \sum_{j=1} \delta(t - (t_i + j\tau)) \right). \end{aligned}$$

Беручи до уваги припущення, що $Q(\dots)$ та $Q_j(\dots)$ – многочлени, функції $\bar{F}(a \cos \psi, -a\omega_0 \sin \psi)$ і $\bar{F}_i(a \cos \psi, -a\omega_0 \sin \psi)$ знову ж таки представляємо у вигляді сум Фур'є. Використовуючи вище наведене та властивості δ - функції Дірака (2.48), (2.49), система диференціальних рівнянь (2.55) після усереднення набуває вигляду:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{\mu p}{2\pi q \nu} \sum_{i=1}^n \left(F_{i0}^s(a) + \sum_n (F_{in}^{sc}(a) \cos n(p\varphi + q\nu t_i) + F_{in}^{ss}(a) \sin n(p\varphi + q\nu t_i)) + F_0^s(a) \right); \quad (2.57)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\Delta p}{2q\nu} - \frac{\mu p}{aq\nu} \left(\frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \left(F_{i0}^c(a) + \sum_n (F_{in}^{cs}(a) \cos n(p\varphi + q\nu t_i) + F_{in}^{cc}(a) \sin n(p\varphi + q\nu t_i)) \right) + F_0^c(a) \right).$$

Таким чином, у резонансному випадку, на відміну від нерезонансного, в усереднених рівняннях з'явилися додаткові члени. Проте, аналогічно нерезонансному випадку, величини $a_{нокр}$ і $\Psi_{нокр}$ в момент дії імпульсних сил змінюються стрибкоподібно.

2.3.2. Дослідження крутильних коливань шнека у випадку дії імпульсних сил

Розглянемо крутильні коливання шнека за умови, що момент сил опору пропорційні відноській кутовій швидкості руху шнека $(\frac{\partial \theta(x,t)}{\partial t})$, а момент імпульсних сил апроксимується функцією $\lambda\theta(x,t) + \gamma\theta^3(x,t)$. Диференціальне рівняння крутильних коливань шнека в такому разі матиме вигляд:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{GJ_0}{I_0} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \mu \left(\lambda\theta(x,t) + \gamma\theta^3(x,t) \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m \delta(t - (t_i + j\tau)) - \beta \frac{\partial \theta}{\partial t} \right). \quad (2.58)$$

Відповідно до методу Бубнова-Гальоркіна розв'язок рівняння (2.58) представимо як і п. 2.2 у вигляді $\theta(x,t) = X(x)T(t)$. Після нескладних перетворень диференціальні рівняння (2.58) зводиться до звичайного диференціального рівнянь вигляду:

$$\frac{d^2 T(t)}{dt^2} + \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 \frac{GJ_0}{I_0} T(t) = \mu \left((\lambda T + \gamma T^3) \sum_{i=1}^2 \sum_j \delta(t - (t_i + j\tau)) - \beta \frac{dT}{dt} \right) \quad (2.59)$$

Для нерезонансних коливань шнека амплітуда та частота коливань шнека відповідно до результатів п. 2.3.1 ($t_1 = 0$, $t_2 = \frac{\pi}{2\nu}$) описуються диференціальними рівняннями:

$$\frac{da}{dt} = -\mu\beta \frac{a}{2};$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega_\theta - \frac{\mu}{\omega_\theta \pi} \left(\frac{\lambda\nu}{8} + \frac{3\gamma a^2 \nu}{32} \right).$$

Зінтегрувавши отриману систему диференціальних рівнянь, знаходимо перше наближення розв'язку рівняння крутильних коливань шнека у вигляді:

$$T(t) = a_0 e^{-\frac{\beta}{2}t} \cos \left(\omega t + \theta_0 - \frac{\lambda\nu t}{8\pi\omega} + \frac{3\gamma\nu a_0^2}{32\pi\beta\omega} e^{-\beta t} \right), \quad (2.60)$$

де a_0 і θ_0 визначаються початковими умовами.

Таким чином, вплив імпульсних сил проявляється в зміні лише частоти коливань шнека.

Резонансні коливання. Нехай частота власних його коливань зв'язана із частотою імпульсного збурення співвідношенням:

$$\omega \approx q \frac{\nu}{2}. \quad (2.61)$$

В такому разі перше наближення розв'язку диференціального рівняння (2.59) матиме вигляд:

$$T(t) = a(t) \cos \left(\frac{\nu}{2} q t + \varphi(t) \right),$$

де функції $a(t)$ і $\varphi(t)$ визначаються із системи диференціальних рівнянь:

$$\frac{da}{dt} = -\mu \left(\frac{\beta a}{2} + \frac{a(2\lambda + \gamma a^2)}{4\pi q} \left(\sin 2\varphi + \sin \left(2\varphi + q \frac{\pi}{2} \right) \right) - \frac{\gamma a^3}{8\pi q} (1 + (-1)^q) \sin 4\varphi \right); \quad (2.62)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\omega_\theta^2 - \left(\frac{q\nu}{2} \right)^2}{\omega_\theta} - \mu \left(\frac{4\lambda + 3\gamma a^2}{4\pi q} + \frac{\lambda + \gamma a^2}{2\pi q} \left(\cos 2\varphi + \cos \left(2\varphi + q \frac{\pi}{2} \right) \right) + \frac{\gamma a^2}{8\pi q} (1 + (-1)^q) \cos 4\varphi \right).$$

На рис. 2.8 представлені амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) крутильних коливань шнека за різних значень параметра $\omega_{\theta} = \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}}$ при $l = 10 \text{ м}$; $G = 80 \text{ ГПа}$; $I_0 = 3,4675 \text{ кгм}^4$.

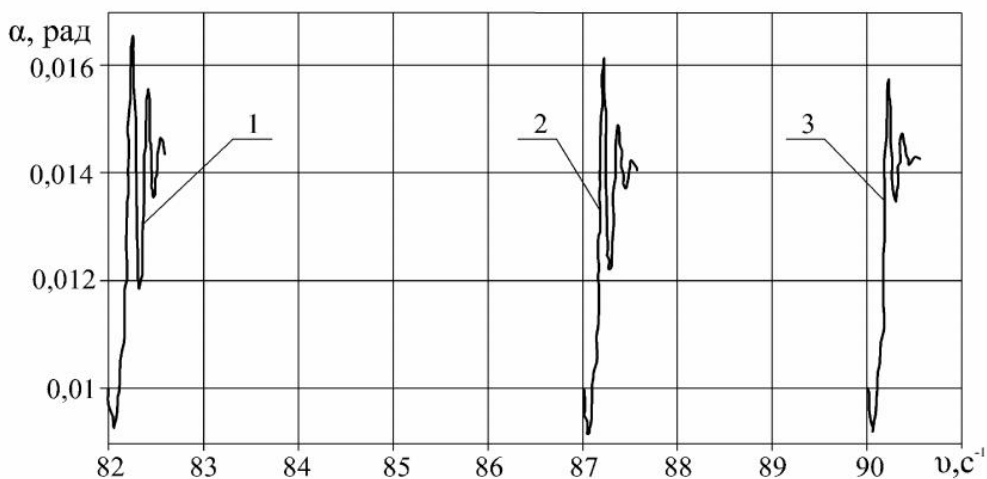


Рис. 2.8. АЧХ крутильних коливань шнека за різних значень параметра ω_{θ} при:
 1 – $J_0 = 0,10248 \times 10^{-4} \text{ м}^4$; 2 – $J_0 = 0,1147 \times 10^{-4} \text{ м}^4$; 3 – $J_0 = 0,1215 \times 10^{-4} \text{ м}^4$

Представлені графічні залежності та зіставлення їх із резонансними кривими для випадку поперечних коливань (див. рис. 2.7) дозволяють стверджувати, що резонансне значення амплітуди коливань шнека для більших частот приймає менше значення.

2.3.3. Стійкість (нестійкість) крутильних коливань шнека під дією імпульсних сил

У попередньому підрозділі для конкретних моделей нелінійних і періодичних імпульсних сил отримано диференціальні рівняння зміни АЧХ коливань та побудовано на основі його чисельного інтегрування графічні залежності резонансної амплітуди крутильних коливань шнека за різних значень частоти його власних коливань. Це зв'язано з тим, що навіть отримані відносно прості диференціальні рівняння у стандартному вигляді вдається зінтегрувати лише в окремих випадках. Чисельне ж інтегрування рівнянь у стандартному

вигляді дає достатньо повну інформацію про динамічний процес за заданих фіксованих значень параметрів. Однак, прослідкувати як впливає зміна початкових значень наведених (та інших) параметрів на динамічний процес із результатів чисельного інтегрування не завжди вдається. Про наведене достатньо точно можна твердити виходячи із стійкості процесу. Дослідження стійкості коливань є не менш важливою задачею як знаходження розв'язку. Тому нижче дослідимо стійкість розглянутих коливань, точніше кажучи стаціонарних значень амплітуди коливань для резонансу. Для цього відповідно до [4], прирівняємо праві частини співвідношень, які описують резонансний режим коливань шнека до нуля. Отримуємо систему алгебраїчних рівнянь:

$$\frac{\beta a}{2} + \frac{a(2\lambda + \gamma a^2)}{4\pi q} \left(\sin 2\varphi + \sin \left(2\varphi + q \frac{\pi}{2} \right) \right) - \frac{\gamma a^3}{8\pi q} (1 + (-1)^q) \sin 4\theta = 0; \quad (2.63)$$

$$\frac{\omega_\theta^2 - \left(\frac{qv}{2} \right)^2}{\omega_\theta} - \mu \left(\frac{4\lambda + 3\gamma a^2}{4\pi q} + \frac{\lambda + \gamma a^2}{2\pi q} \left(\cos 2\varphi + \cos \left(2\varphi + q \frac{\pi}{2} \right) \right) + \frac{\gamma a^2}{8\pi q} (1 + (-1)^q) \cos 4\varphi \right) = 0.$$

Із отриманої системи алгебраїчних рівнянь виключаємо параметр $\varphi(t)$ -різницю фаз. Знаходимо співвідношення, яке визначає стаціонарні значення амплітуди крутильних коливань шнека для випадку математичної моделі (2.58):

$$\frac{4\pi^2 \beta^2}{(2\lambda + \gamma a^2)^2} + \frac{(4\pi(2\omega_\theta - v) - (4\lambda + 3\gamma a^2))^2}{16(\lambda + \gamma a^2)^2} = 2. \quad (2.64)$$

Отримана залежності показує, що амплітуда стаціонарних коливань шнека (2.63) буде дійсною, якщо виконуються умови:

$$\begin{cases} v < 4\omega_\theta - \frac{8\lambda}{\pi} - 2\sqrt{17}|\beta| \\ v > 4\omega_\theta - \frac{8\lambda}{\pi} + 2\sqrt{17}|\beta| \end{cases}. \quad (2.65)$$

Якщо в отримані залежності покласти $\beta = 0$, то у випадку резонансу $\omega_\theta \approx \frac{v}{2}$ для першого наближенні можна знайти інваріант руху [64]. Для його знаходження

будемо обмежуватись величинами першого порядку мализни. Так, при $q = 1$ отримуємо залежність:

$$(2\omega_\theta - \nu)\frac{1}{2}a^2 - \frac{2}{\pi}a^2 - \frac{3\gamma a^4}{8\pi} - \frac{2\lambda a^2 + \gamma a^4}{2\sqrt{2}\pi} \cos\left(2\theta + \frac{\pi}{4}\right) = c, \quad (2.66)$$

де c – стала, яка визначається початковими умовами.

Із вказаної залежності можна дати оцінку величини амплітуди резонансних коливань. Для цього залежність (2.66) трансформуємо до вигляду:

$$\cos\left(2\theta + \frac{\pi}{4}\right) = \left((2\omega_\theta - \nu)\frac{1}{2}a^2 - \frac{2}{\pi}a^2 - \frac{3\gamma a^4}{8\pi} - c \right) \frac{2\sqrt{2}\pi}{2\lambda a^2 + \gamma a^4}. \quad (2.67)$$

Позначивши вираз у правій частині $\Phi(a^2)$, побудуємо графічні залежності $\Phi(a^2)$ як функції від a при різних фіксованих значеннях c . Такі графічні залежності при накладеній умові $-1 \leq \Phi(a^2) \leq 1$ визначають область стійкості резонансних коливань. Вказані області показані на рис. 2.9 та рис. 2.10.

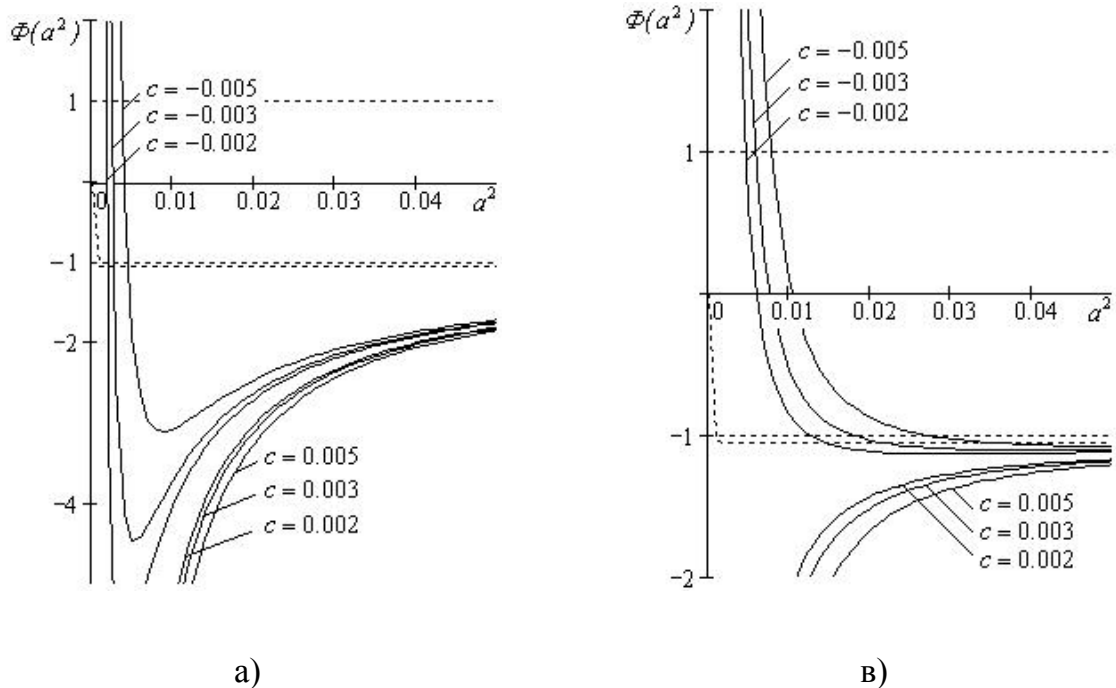


Рис. 2.9. Область стійких значень амплітуди крутильних коливань шнека за різних фіксованих значень c : а) $\gamma > 0$, $\nu = 2\omega_\theta + 1$; б) $\gamma > 0$, $\nu = 2\omega_\theta - 1$

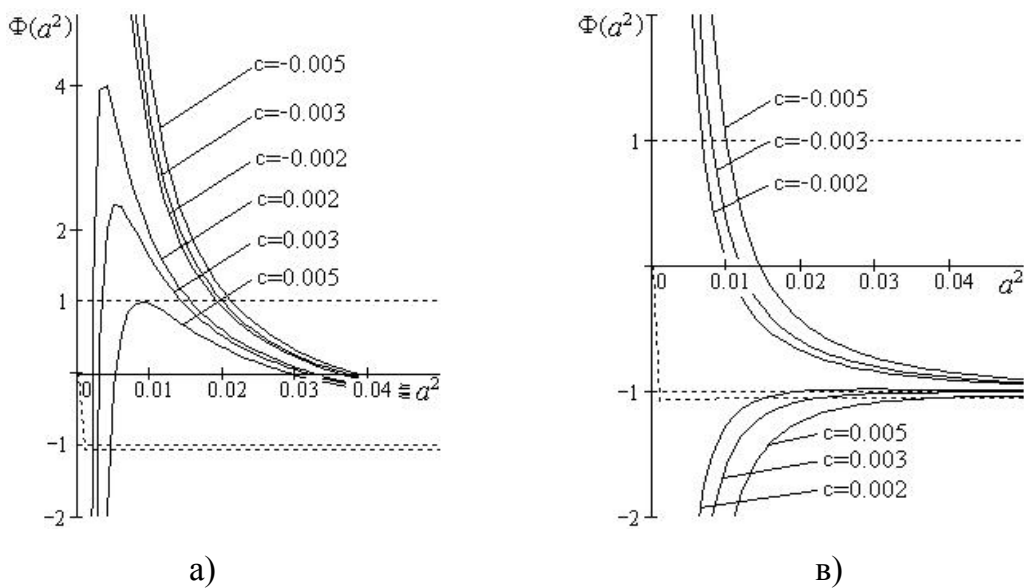


Рис. 2.10. Область стійких значень амплітуди крутильних коливань шнека за різних фіксованих значень c : а) $\gamma < 0$, $\nu = 2\omega_0 + 1$; б) $\gamma < 0$, $\nu = 2\omega_0 + 1$

Із аналізу графічних залежностей випливає, що при резонансах за різних умов накладених γ і ν амплітуди крутильних коливань шнека будуть обмежені. Обмеженість амплітуд коливань системи, яка описується рівнянням (2.58) у випадку розглянутих резонансів, є наслідком нелінійності розглянутої системи. Це співпадає з відомими результатами, які стосуються нелінійних коливань систем. Слід зазначити, що дія навантаження імпульсного виду на лінійну коливну систему у резонансному випадку приводить до необмеженого росту амплітуди коливань.

Нижче на рис. 2.11 представлено графічні залежності функції $\Phi(a^2)$ - від квадрата амплітуди за різних значень величини розбалансування частот. З них випливає, що зростання величини розбалансування частот зміщує область стійких значень амплітуди коливань гнучкого елемента привода вправо. Іншими словами, чим ближче до резонансу, тим меншими будуть значення амплітуди коливань, за яких динамічний процес стійкий. Так із зростанням величини розбалансування частот від $0,01 \text{ c}^{-1}$ до $0,08 \text{ c}^{-1}$ резонансні значення амплітуди коливань, за яких динамічний процес буде стійким, зростають на 5%.

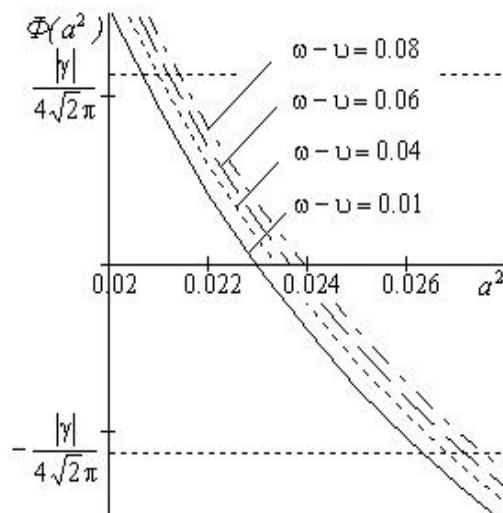


Рис. 2.11. Область стійких значень амплітуди крутильних коливань шнека за різного значення розбалансування частот при: $\omega_0 = 79c^{-1}$; $c = -0.005$; $\gamma = 40$

На рис. 2.12 подані графічні залежності впливу величини нелінійної відновлювальної сили (коефіцієнта γ) на область стійких значень резонансних амплітуд коливань шнека, з яких випливає, що із зростанням нелінійності системи (для більших значень коефіцієнта γ) область значень амплітуди крутильних коливань шнека, за яких динамічний процес буде стійким, звужується. При $\gamma = 80$ область значень амплітуди коливань гнучкого елемента, за яких динамічний процес буде стійким, є меншою на 42% від області значень амплітуди при $\gamma = 40$.

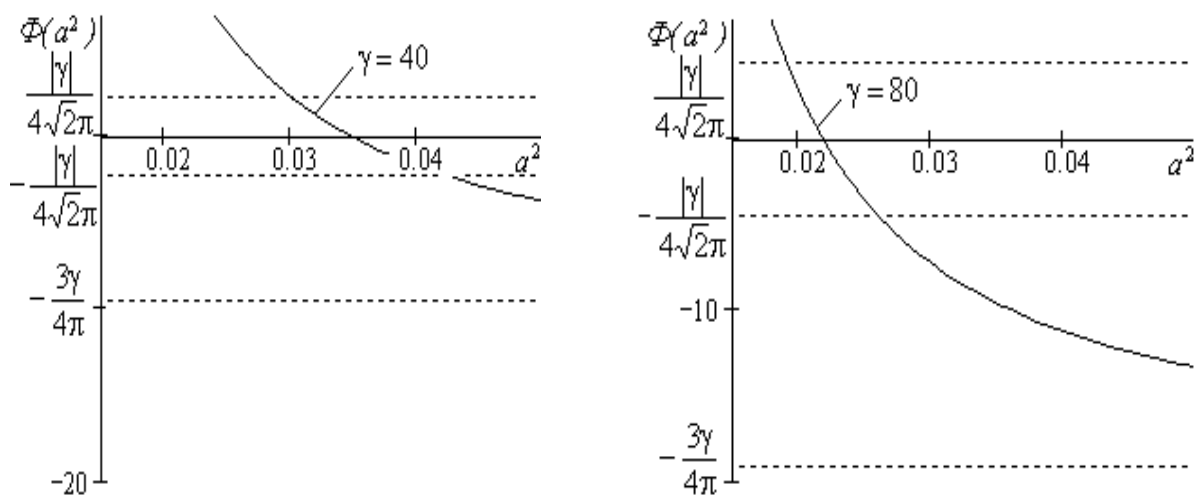


Рис. 2.12. Область стійких значень амплітуди крутильних коливань шнека за різних значень коефіцієнта γ при: $\omega_0 = 90 c^{-1}$; $c = -0.005$

2.4. Вплив динамічного процесу на напружений стан шнека

Не менш важливим за питання динаміки шнекових машин є визначення динамічних напружень, які зумовлені коливальними процесами. У випадку вимушених коливань, тобто таких, що викликані впливом змінних у часі періодичних сил, точніше кажучи таких, частота котрих змінюється в часі, амплітуда коливань, а значить динамічні напруження, суттєво залежать від частоти вимушуючої сили. При співпаданні вказаних частот, або при наближенні частоти вимушуючої сили до частоти власних коливань шнека та слабкому демпфуванню, як було показано у попередніх підрозділах, розвивається резонанс, тобто різко збільшується амплітуда коливань. Такий ріст амплітуди спричиняє значне зростання кута закручення чи прогину шнека. Із ростом кутових чи лінійних деформацій зростають динамічні напруження у ГРО. При цьому динамічні напруження (резонансні) залежить як від внутрішніх чинників (фізико-механічних параметрів шнека, геометричних розмірів та ін.), так і від зовнішніх (кутової швидкості його обертання, збурюючих сил, див. залежності (2.14), (2.16), (2.23) – для поперечних коливань та (2.40), (2.43), (2.47) – для випадку крутильних коливань). Тому для кількісної оцінки впливу цих факторів на динамічні навантаження необхідно розробити відповідний математичний апарат, що дасть змогу описати максимальні значення динамічних навантажень у випадку вказаних коливань та фіксованих значень кутової швидкості обертання. Безпосередні виміри динамічних навантажень у гнучких елементах систем приводу хоч і дозволяють отримати достовірні дані, проте це доволі складна та трудоемка робота. Саме тому потрібно вміти не тільки прогнозувати резонансні явища та знаходити резонансні амплітуди, але і вміти оцінити динамічні навантаження при резонансі у вказаних елементах конструкцій. Виходячи із наведеного, задача оцінки максимальних динамічних напружень, що виникають у ГРО, який характеризується сталою кутовою швидкістю обертання, є не менш важливою ніж опис динамічного процесу.

На сьогоднішній час питання впливу кутової швидкості обертального руху у формуванні динамічних навантажень у середовищах, які характеризуються

обертальним рухом та одночасно здійснюють відносні поперечні нелінійні коливання, недостатньо вивчене через існуючі проблеми дослідження впливу всієї низки силових та кінематичних чинників як на амплітудно-частотну характеристику, так і на динамічну форму шнека. Для оцінки напружень, які зумовлені поперечними коливаннями ГРО (точніше кажучи обертальним його рухом) будемо виходити із співвідношення:

$$\sigma_{\max} = \max \left(\frac{E \cdot I}{W} \cdot \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \right), \quad (2.68)$$

де W - момент опору, який визначається залежністю $W = \frac{I}{y_{\max}}$.

Із урахуванням залежностей (2.20) та (2.29) для випадку поперечних коливань напруження знаходиться виходячи із співвідношення:

$$\sigma_{\max} = \frac{E \cdot I}{W} \max \left(-b \cdot v^2 \cdot (\cos(v \cdot x + \omega \cdot t + \varphi) - \cos(v \cdot x - \omega \cdot t - \varphi)) \right),$$

в якому параметри b та Δ зв'язані диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned} \frac{db}{dt} &= -\mu \cdot \frac{9}{16} \cdot k_4 \cdot b^3 \cdot \omega^2 + \frac{\mu \cdot h_1}{4 \cdot \pi \cdot l \cdot \omega} \cdot \cos \Delta; \\ \frac{d\Delta}{dt} &= q \cdot \omega - p \cdot \Xi - 3,75 \cdot \mu \cdot \left(\frac{k \cdot \pi}{l} \right)^8 \cdot \frac{b^2}{\omega} - \frac{\mu \cdot h_1}{4 \cdot \pi \cdot l \cdot b \cdot \omega} \sin \Delta. \end{aligned} \quad (2.69)$$

Беручи до уваги графічні залежності резонансних кривих, що побудовані на базі вказаних вище диференціальних рівнянь (рис. 2.6, рис. 2.7) у табл. 2.1 наведені значення резонансних амплітуд та відношення максимального резонансного напруження за кутової швидкості обертання Ω до максимального резонансного напруження ГРО, який обертається навколо нерухомої вісі.

Порівняльний аналіз наведених результатів вказує, що:

по - перше, за одних і тих самих фізико-механічних та геометричних характеристик ГРО резонанс за більших значень кутової швидкості його обертання має місце для меншої частоти зовнішнього періодичного збурення;

по – друге, резонансні динамічні напруження шнека, із урахуванням кутової швидкості його обертання, є більшими для менших значень «власних динамічних частот» (більшими для більших значень кутової швидкості обертання);

по – третє, резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у декілька разів перевищують резонансні напруження «статичного шнека» (який не обертається). Останнє слід урахувати при виборі динамічного коефіцієнту запасу міцності.

Треба відзначити, що і максимальні значення дотичних напружень, які зумовлені резонансними поперечними коливаннями ГРО, який обертається із кутовою швидкістю Ω , для більших значень останньої є більшими. Вказане впливає із співвідношення:

$$\tau_{\max} = \max \left(Gr \frac{\partial \theta}{\partial x} \right), \quad (2.70)$$

та залежностей (2.38) - (2.40). Характер росту дотичних напружень шнека від росту кутової швидкості зберігається як у випадку наведеного у табл. 2.1 співвідношення.

Таблиця 2.1

Значення резонансних амплітуд та відношення максимального резонансного напруження за кутової швидкості обертання Ω ГРО

	Кутова швидкість обертання Ω , c^{-1}				
	0	15	30	50	60
Резонансне значення амплітуди	0,0035	0,004	0,0048	0,0062	0,0078
$\eta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\max \Omega=0}}$	1	1,1428	1,371	1,771	2,228

2.5. Моделювання кінематики транспортованого вантажу та закономірностей навантаження на гвинтові робочі органи

2.5.1. Дослідження кінематики вантажу та силових параметрів у конвеєрі із гвинтовим робочим органом з постійним кроком витків

Для встановлення навантаження на шнек по всій його довжині під час переміщення вантажу у транспортно-технологічній системі розглянуто рух виділеного елемента вантажу в координатах xuz (рис. 2.13).

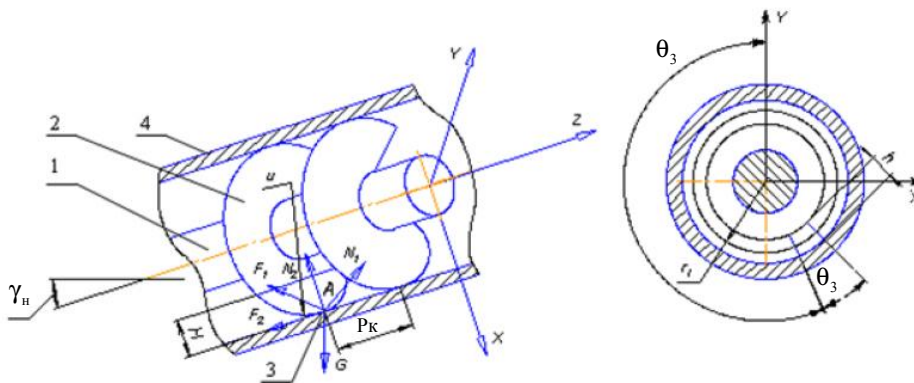


Рис. 2.13. Розрахункова схема переміщення виділеного елемента вантажу по нахиленому шнеку: 1 – привідний вал; 2 – шнек; 3 – виділений елемент; 4 – жолоб

Розглянуто режим роботи шнека, в якому вантаж буде переміщуватись по гвинтовій траєкторії. Із умови контакту виділеного елемента вантажу А з гвинтовою поверхнею шнека її розміщення визначається радіальним параметром u_1 і кутовим параметром θ_3 . Відповідно координати виділеного елемента А визначаються в параметричному вигляді наступними залежностями [27]:

$$\begin{cases} x_A = u_1 \cdot \cos \theta_3; \\ y_A = u_1 \cdot \sin \theta_3; \\ z_A = \frac{p_k \cdot (\theta_3 - \omega_1 \cdot t)}{2 \cdot \pi}, \end{cases} \quad (2.71)$$

де p_k - крок спіралі, м; ω_1 - кутова швидкість обертання шнека, рад/с.

Рівняння руху виділеного елемента виведено на основі рівняння рівноваги всіх сил, що прикладені до неї:

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m \cdot \ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m \cdot \ddot{y} - G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m \cdot \ddot{z} - G_z = 0, \end{cases} \quad (2.72)$$

де N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проєкції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на вісь x, y і z , Н; де N_{2x}, N_{2y}, N_{2z} – проєкції нормальної реакції від поверхні кожуха відповідно на вісь x, y і z , Н; m – маса виділеного елемента, кг; F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проєкції сили тертя між виділеним елементом та поверхнею шнека на вісь x, y і z , Н; F_{2x}, F_{2y}, F_{2z} – проєкції сили тертя між виділеним елементом та поверхнею кожуха на вісь x, y і z , Н; G_x, G_y, G_z – проєкції сила ваги, Н.

Нормальна реакція N_1 від поверхні шнека та поверхні кожуха N_2 направлена по вектору нормалі \vec{n} до цих поверхонь, тобто:

$$\vec{N}_1 = N_1 \cdot \vec{n}; \quad (2.73)$$

$$\vec{N}_2 = N_2 \cdot \vec{n}. \quad (2.74)$$

Сили тертя F_1 та F_2 від вказаних реакцій N_1 та N_2 направлені протилежно вектору відносної швидкості виділеного елемента, а їх проєкції визначаються залежностями [27]:

$$\begin{cases} F_{1x} = -\mu_1 \cdot N_1 \cdot \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1y} = -\mu_1 \cdot N_1 \cdot \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1z} = -\mu_1 \cdot N_1 \cdot \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|}; \end{cases} \quad (2.75)$$

$$\begin{cases} F_{2x} = -\mu_2 \cdot N_2 \cdot \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2y} = -\mu_2 \cdot N_2 \cdot \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2z} = -\mu_2 \cdot N_2 \cdot \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}, \end{cases} \quad (2.76)$$

де μ_1 - коефіцієнт тертя між виділеним елементом і поверхнею шнека; \dot{s}_1 - модуль швидкості руху виділеного елемента, м/с; $\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1$ - відносна швидкість руху виділеного елемента, м/с; μ_2 - коефіцієнт тертя між виділеним елементом і поверхнею кожуха; \dot{s}_2 - модуль швидкості руху виділеного елемента по кожуху, м/с; $\dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{z}_2$ - відносна швидкість руху виділеного елемента, м/с.

В загальному вигляді коефіцієнт тертя залежить від швидкості руху виділеного елемента й визначається за формулою:

$$\mu_1 = \mu_{01} - k \cdot |\dot{s}_1|; \quad (2.77)$$

$$\mu_2 = \mu_{02} - k \cdot |\dot{s}_2|, \quad (2.78)$$

де μ_{01}, μ_{02} – початкове значення коефіцієнтів тертя на шнеку і на трубі відповідно; k – коефіцієнт, що враховує величину зміни коефіцієнта тертя залежно від швидкості руху виділеного елемента.

Оскільки швидкість обертання шнека змінюється не в значних інтервалах, коефіцієнт тертя приймемо постійною величиною.

Відносна швидкість руху виділеного елемента визначається за формулами:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A - \dot{x}_{1u}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A - \dot{y}_{1u}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A - \dot{z}_{1u}. \end{cases} \quad (2.79)$$

Оскільки кожух нерухомий, то відносні швидкості руху виділеного елемента вантажу відносно його поверхні дорівнюють:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{x}_A; \\ \dot{y}_2 = \dot{y}_A; \\ \dot{z}_2 = \dot{z}_A, \end{cases} \quad (2.80)$$

де $\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A$ - проекції швидкості руху виділеного елемента А на вісі координат, м/с; $\dot{x}_{1u}, \dot{y}_{1u}, \dot{z}_{1u}$ - проекції швидкості руху шнека на вісі координат, м/с.

Проекції швидкості руху виділеного елемента знаходяться за формулами:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{du_1}{dt} \cdot \cos \theta_3 - u_1 \cdot \sin \theta_3 \cdot \frac{d\theta_3}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{du_1}{dt} \cdot \sin \theta_3 + u_1 \cdot \cos \theta_3 \cdot \frac{d\theta_3}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{p_\kappa}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1 \right) \end{cases} \quad (2.81)$$

Оскільки рух виділеного елемента здійснюється одночасно по двох поверхнях, при чому внутрішня форма жолоба є циліндричною, то проекції швидкості руху виділеного елемента описуються системою рівнянь ($u_1 = \text{const}$):

$$\begin{cases} \dot{x}_A = -u_1 \cdot \sin \theta_3 \cdot \frac{d\theta_3}{dt}; \\ \dot{y}_A = u_1 \cdot \cos \theta_3 \cdot \frac{d\theta_3}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{p_\kappa}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1 \right). \end{cases} \quad (2.82)$$

Швидкість руху шнека визначається за залежностями:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1u} = u_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \theta_3; \\ \dot{y}_{1u} = u_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos \theta_3; \\ \dot{z}_{1u} = 0. \end{cases} \quad (2.83)$$

Згідно формули (2.79), враховуючи залежності (2.82) і (2.83), визначено:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -u_1 \cdot \sin \theta_3 \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1 \right) \\ \dot{y}_1 = u_1 \cdot \cos \theta_3 \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1 \right) \\ \dot{z}_1 = \frac{p_\kappa}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1 \right) \end{cases} \quad (2.84)$$

Модулі швидкості руху виділеного елемента визначаються за формулами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2}; \quad (2.85)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_A^2 + \dot{y}_A^2 + \dot{z}_A^2}. \quad (2.86)$$

Підставляючи рівняння (2.84) і (2.82) у формули (2.85) і (2.86) після скорочень одержано:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(u_1^2 + \frac{p_\kappa^2}{4 \cdot \pi^2}\right) \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1\right)^2}; \quad (2.87)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{u_1^2 \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt}\right)^2 + \frac{p_\kappa^2}{4 \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1\right)^2}. \quad (2.88)$$

Проекції нормальної реакції на осі координат знаходяться за формулами:

$$\begin{cases} N_{1x} = N_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta_3; \\ N_{1y} = N_1 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta_3; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos \alpha; \end{cases} \quad (2.89)$$

$$\begin{cases} N_{2x} = N_2 \cdot \cos \theta_3; \\ N_{2y} = N_2 \cdot \sin \theta_3; \\ N_{2z} = 0. \end{cases} \quad (2.90)$$

Прискорення виділеного елемента вантажу визначається рівняннями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -u_1 \cdot \cos \theta_3 \cdot \frac{d\theta_3}{dt} \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1\right) - u_1 \cdot \sin \theta_3 \cdot \frac{d^2\theta_3}{dt^2}; \\ \ddot{y} = -u_1 \cdot \sin \theta_3 \cdot \frac{d\theta_3}{dt} \cdot \left(\frac{d\theta_3}{dt} - \omega_1\right) + u_1 \cdot \cos \theta_3 \cdot \frac{d^2\theta_3}{dt^2}; \\ \ddot{z} = \frac{p_\kappa}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{d^2\theta_3}{dt^2}. \end{cases} \quad (2.91)$$

Проекції сили ваги на осі координат знаходяться за формулами:

$$\begin{cases} G_x = m \cdot g \cdot \cos \gamma_n \cdot \cos \theta_3; \\ G_y = m \cdot g \cdot \cos \gamma_n \cdot \sin \theta_3; \\ G_z = m \cdot g \cdot \sin \gamma_n. \end{cases} \quad (2.92)$$

Враховуючи (2.75) і (2.76) рівняння (2.72) приймуть наступний вигляд:

$$\begin{cases} \Sigma X = N_1 \cdot \left(\sin \alpha \cdot \cos \theta_3 - \mu_1 \cdot \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \cdot \left(\cos \theta_3 - \mu_2 \cdot \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m \cdot \ddot{x} + G_x = 0; \\ \Sigma Y = N_1 \cdot \left(\sin \alpha \cdot \sin \theta_3 - \mu_1 \cdot \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \cdot \left(\sin \theta_3 - \mu_2 \cdot \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m \cdot \ddot{y} - G_y = 0; \\ \Sigma Z = N_1 \cdot \left(\cos \alpha - \mu_1 \cdot \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \cdot \left(-\mu_2 \cdot \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m \cdot \ddot{z} - G_z = 0. \end{cases} \quad (2.93)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (2.93) визначаються нормальні реакції від поверхонь шнека і жолоба. Із першого і третього рівнянь:

$$N_2 = \frac{-\left(m \cdot \ddot{x} - m \cdot g \cdot \cos \gamma_n \cdot \cos \theta_3 \right) \cdot \frac{\left(\cos \alpha - \mu_1 \cdot \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right)}{\left(\sin \alpha \cdot \cos \theta_3 - \mu_1 \cdot \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)} - m \cdot \ddot{z} - m \cdot g \cdot \sin \gamma_n}{-\frac{\left(\cos \theta_3 - \mu_2 \cdot \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}{\left(\sin \alpha \cdot \cos \theta_3 - \mu_1 \cdot \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)} \cdot \left(\cos \alpha - \mu_1 \cdot \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \mu_2 \cdot \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \quad (2.94)$$

де α – кут нахилу гвинтової лінії.

Із першого рівняння:

$$N_1 = \frac{-N_2 \left(\cos \theta_3 - \mu_2 \cdot \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + m \cdot \ddot{x} + m \cdot g \cdot \cos \gamma_n \cdot \cos \theta_3}{\left(\sin \alpha \cdot \cos \theta_3 - \mu_1 \cdot \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)}, \quad (2.95)$$

де γ_n – кут нахилу шнека.

Якщо розглядати рух потоку вантажу, то на нього діють ті ж сили, що і на виділений елемент вантажу. Виділено елементарну масу потоку вантажу dm , яка визначається з формули:

$$dm = (\rho \cdot p_\kappa \cdot h \cdot r_i) d\theta_3, \quad (2.96)$$

де ρ - густина вантажу, кг/м^3 ; h – висота потоку на витку, м; r_i – радіус інерції потоку, м.

Радіус інерції потоку визначається за формулою [38]:

$$r_i = \frac{D}{4} \cdot (1 + \sqrt{1 - \varphi_3}), \quad (2.97)$$

де D – внутрішній діаметр жолоба, м; φ_3 - коефіцієнт заповнення жолоба.

Елементарна осьова сила на шнек визначається з формули:

$$dP_z = dN_{1z} + dF_{2z}. \quad (2.98)$$

Аналогічно визначається крутильний момент на ГРО:

$$dT_z = (dF_1 + dF_2) \cdot r_i. \quad (2.99)$$

Тоді осьова сила на шнеку і крутильний момент визначається за формулами:

$$P_z = \int_0^{\theta_3} N_{1z} \cdot d\theta_3 + \int_0^{\theta_3} F_{2z} \cdot d\theta_3; \quad (2.100)$$

$$T = \int_0^{\theta_3} (F_{1y} + F_{2y}) \cdot r_i \cdot d\theta_3. \quad (2.101)$$

Інтегрування (2.100) і (2.101), із врахуванням формул (2.93 - 2.97), проводиться чисельним методом.

Кут θ визначається за формулою:

$$\theta_3 = 2 \cdot \pi \cdot n_{gc}, \quad (2.102)$$

де n_{gc} – кількість витків спіралі.

На рис. 2.14 – рис. 2.16 побудовані залежності навантаження на шнек при

усталеному русі вантажу, для $\frac{d^2\theta_3}{dt^2} = 0$, $\frac{d\theta_3}{dt} = \omega_1 = const$.

На графіку (рис. 2.14) видно, що зростання кутового параметру θ_3 та кількості витків шнека призводять до зростання величини крутильного моменту T на ГРО, й із збільшенням коефіцієнта завантаження, висоти шару вантажу та коефіцієнта тертя між шнеком і вантажем зростає крутильний момент на ньому.

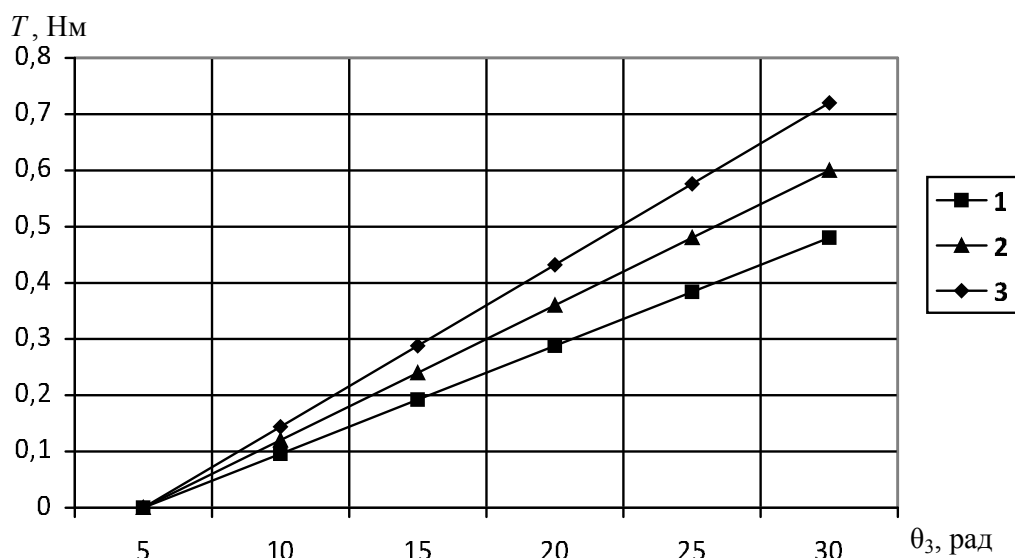


Рис. 2.14. Вплив на величину крутильного моменту на ГРО кутового параметра θ_3 :

1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

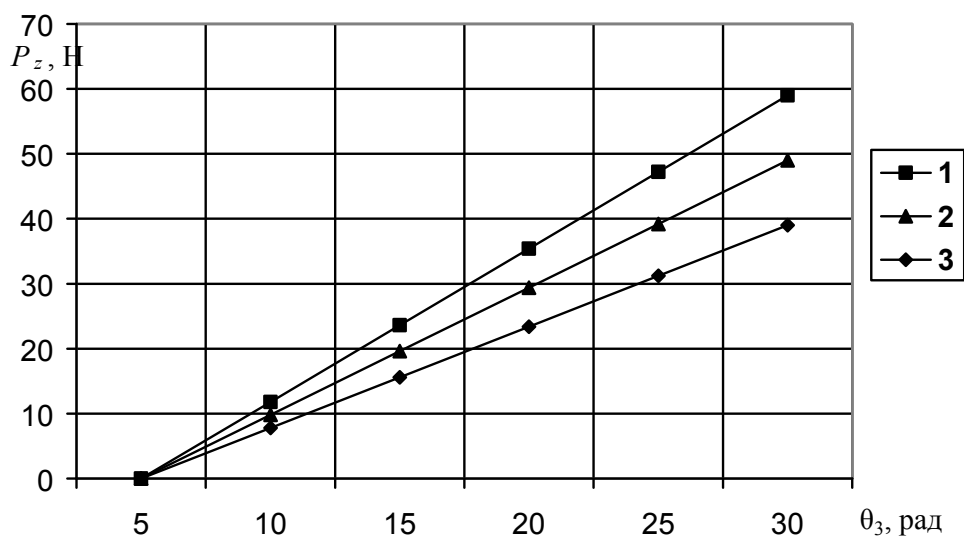


Рис. 2.15. Вплив на осьове навантаження на шнек кутового параметра θ_3 :

1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

Чим більше витків у ГРО, а відповідно чим більший кутовий параметр θ_3 , тим більше осьове навантаження створюється на шнек (рис. 2.15), що, також, підтверджується результатами експериментальних досліджень. Із збільшенням коефіцієнта завантаження шнека та кроку спіралі осьове зусилля зростає.

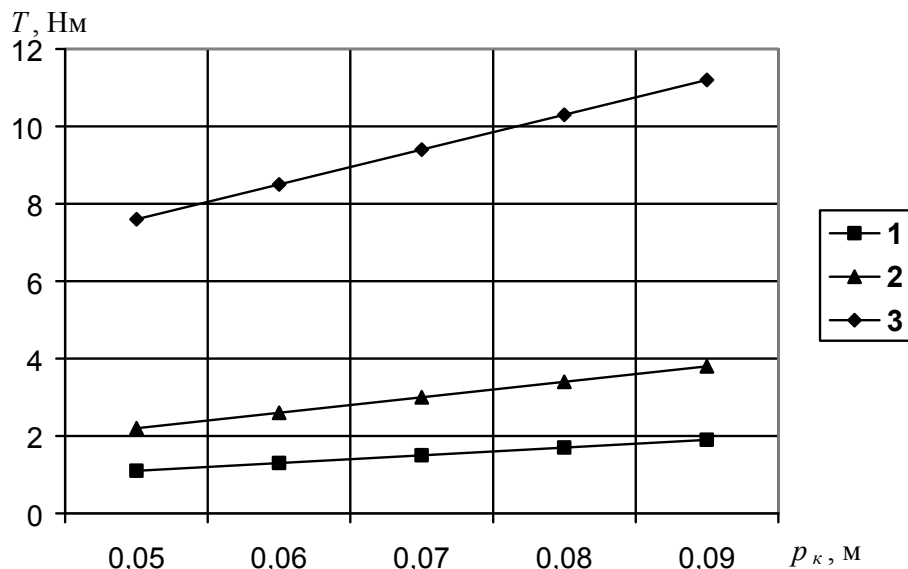


Рис. 2.16. Вплив на величину крутільного моменту на ГРО кроку p_k :
 1 – $D = 0,07$ м; 2 – $D = 0,09$ м; 3 – $D = 0,14$ м

З графіків (рис. 2.16) видно, що із збільшенням кроку та діаметра жолоба шнека, зростає величина крутільного моменту на приводі.

Реальне значення величини крутільного моменту є більшим внаслідок реологічних особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи, тертя в опорах і визначається за формулою [27]:

$$T_d = k_n \cdot k_n \cdot k_T \cdot T, \quad (2.103)$$

де k_n – коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, зацемлення і злипання вантажу; k_n – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека; k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах шнека.

2.5.2. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу

Для зменшення енергетичних витрат і травмування зерна та збільшення надійності гвинтових робочих органів розроблено ряд оригінальних конструкцій шнеків із змінним кроком витків. Застосування таких шнеків потребує вирішення питань, пов'язаних з особливостями визначення навантажень на шнек та характеру руху вантажу а також доцільності їх використання.

До переваг застосування таких шнеків можна віднести збільшення коефіцієнта завантаження у зоні переміщення вантажу із бункера у шнек, що призводить до зростання його продуктивності, також такі шнеки сприяють поступовому зростанню швидкості переміщення вантажу.

Зміну величини кроку шнека представимо у вигляді графіка (рис. 2.17), де показано, що початковий крок шнека p_0 зростає на величину Δp на кожному наступному витку.

Один виток шнека відповідає кутовому параметру $\theta_1=2\pi$, тоді функцію зміни кроку шнека можна записати наступним чином [46]:

$$p(\theta_1) = p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi}. \quad (2.104)$$

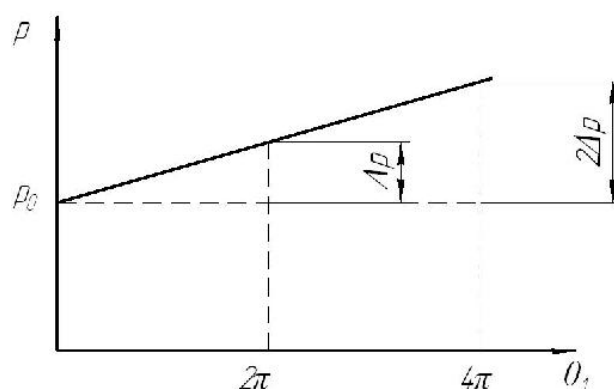


Рис. 2.17. Графік зміни кроку шнека

Приріст кроку ГРО на одному витку:

$$\Delta p = \frac{p_{\max} - p_0}{i - 1}, \quad (2.105)$$

де p_{\max} - максимальний крок шнека, м; i - загальна кількість робочих витків шнека.

Максимальний крок шнека p_{\max} і початковий крок шнека p_0 пов'язані із коефіцієнтом кроку шнека $k_T = \frac{p}{D_1}$, який для зернових матеріалів коливається в

межах від $k_{T1}=0,8$ до $k_{T2}=1,2$ [49], де D_1 - зовнішній діаметр шнека, м. Тому:

$$p_{\max} = k_{T2} \cdot D_1; \quad (2.106)$$

$$p_0 = k_{T1} \cdot D_1; \quad (2.107)$$

$$\Delta p = \frac{D_1(k_{T2} - k_{T1})}{i - 1}. \quad (2.108)$$

Довжину робочої частини шнека знаходимо за формулою:

$$L = i \cdot p_0 + \Delta p \cdot \sum_{i=1}^i (i - 1). \quad (2.109)$$

Підставляючи (2.106) і (2.108) у (2.109), після перетворень, будемо мати:

$$L = D_1 \cdot k_{T1} \left(i + \frac{k_{T2} - k_{T1}}{k_{T1}(i - 1)} \sum_{i=1}^i (i - 1) \right). \quad (2.110)$$

Під час роботи ГК кутовий параметр θ_1 визначається особливостями руху вантажу. Для встановлення характеру навантаження на складові частини конвеєра по всій його довжині розглянемо рух частинки вантажу в координатах хуз (рис. 2.18). Після встановлення характеру цього руху і силових факторів визначимо характер навантажень на шнек та кожух під час переміщення вантажу.

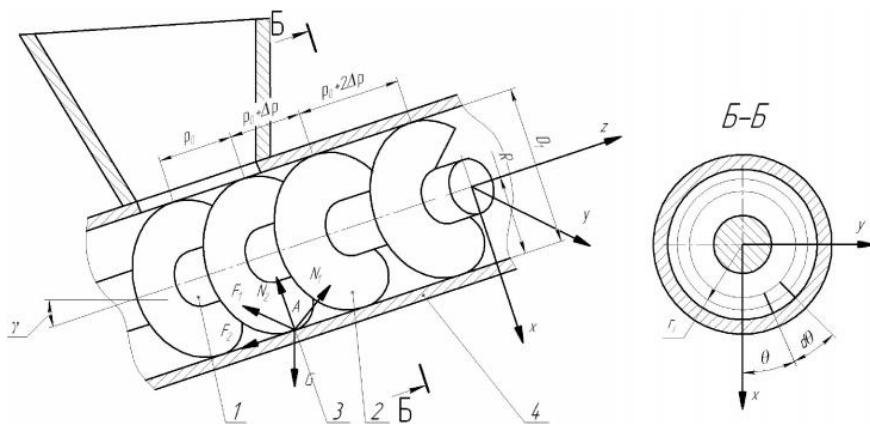


Рис. 2.18. Розрахункова схема переміщення частинки вантажу у нахиленому ГК:

1 – вал; 2 – шнек із зростаючим кроком витків; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух

Розглянемо режим роботи конвеєра, в склад якого входить шнек із поступово зростаючим кроком витків. Із умови контакту частинки вантажу А з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею кожуха, її розміщення визначається радіальним параметром R і кутовим параметром θ .

В параметричному вигляді координати частинки А визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_A = R \cdot \cos \theta; \\ y_A = R \cdot \sin \theta; \\ z_A = \left(p_0 + \frac{\Delta p}{2\pi} \theta_1 \right) \frac{(\omega_1 t - \theta)}{2\pi}, \end{cases} \quad (2.111)$$

де x_A, y_A, z_A , – координати частинки, м; R – радіальний параметр частинки, м; θ – кутовий параметр частинки, рад; ω_1 – кутова швидкість обертання шнека, рад/с; t – час, с.

Проекції швидкості руху частинки знаходимо, диференціюючи рівняння (2.111) для загального випадку, коли $R \neq const$:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{dR}{dt} \cos \theta - R \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (2.112)$$

Швидкість руху шнека визначаємо за залежностями:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1u} = R \cdot \omega \sin \theta; \\ \dot{y}_{1u} = R \cdot \omega \cos \theta; \\ \dot{z}_{1u} = 0. \end{cases} \quad (2.113)$$

Згідно з (2.79), враховуючи залежності (2.112) і (2.113), знаходимо:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{dR}{dt} \cos\theta + R \cdot \sin\theta \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{dR}{dt} \sin\theta - R \cdot \cos\theta \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (2.114)$$

Модулі швидкості руху частинки відносно шнека і кожуха визначаємо за формулами (2.85), (2.86).

Підставляючи рівняння (2.114) у (2.85) і (2.86), приймаючи допущення, що частинка перебуває у постійному контакті із жолобом і радіальний параметр частинки не змінюється в часі ($R=const$), після скорочень, отримаємо:

$$\begin{aligned} |s_1| = & \sqrt{\left(R^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right)^2 \right) \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{\Delta p^2}{4\pi^2} \frac{d\theta_1^2}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right)^2 +} \\ & \sqrt{\frac{\Delta p}{2\pi^2} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right)}; \end{aligned} \quad (2.115)$$

$$\begin{aligned} |s_2| = & \sqrt{R^2 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right)^2 \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{\Delta p^2}{4\pi^2} \frac{d\theta_1^2}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right)^2 +} \\ & \sqrt{\frac{\Delta p}{2\pi^2} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right)}. \end{aligned} \quad (2.116)$$

Прискорення частинки визначаємо, диференціюючи рівняння (2.114) при $R=const$:

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x} &= R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y} &= R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z} &= \frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}}{2\pi} \right) + \frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d^2\theta_1}{dt^2} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(-\frac{d^2\theta}{dt^2} \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right) + \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \frac{\Delta p \frac{d\theta_1}{dt}}{2\pi} \right) \end{aligned} \right. \quad (2.117)$$

Результати числових та експериментальних досліджень, а також досліджень, представлених в роботі [85] свідчать, що незалежно від початкових умов транспортування після проходження зони перехідного режиму встановлюється стабільний режим транспортування. Враховуючи те, що період невстановленого руху частинки невеликий і не перевищує 0,6...0,8 с для швидкохідних конвеєрів і 1...1,5 с для тихохідних, визначальне значення для встановлення силових параметрів має аналіз часткових рішень.

Розглянемо стабільний режим транспортування у швидкохідному конвеєрі (рис. 2.19), в якому вантаж рухається по гвинтовій траєкторії і для якого дійсні

умови: $\frac{d\theta}{dt} = const = \omega_s$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{d\theta_1}{dt} = const = \omega_s$, $\frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = const$, де

ω_s - кутова швидкість обертання вантажу, рад/с.

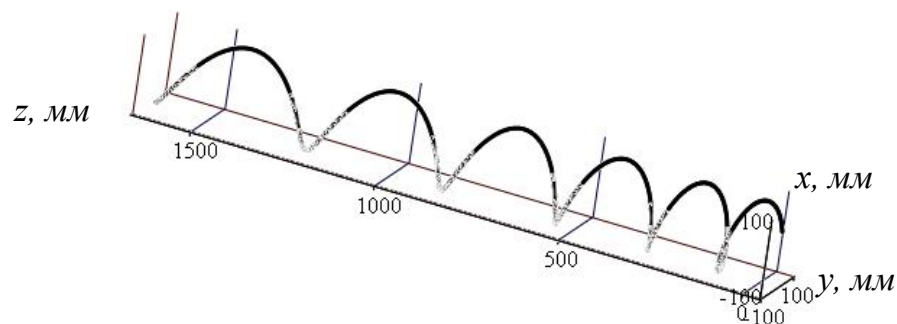


Рис. 2.19. Траєкторія руху частинки у швидкохідному конвеєрі, шнек якого має змінний крок витків: $R = 100$ мм; $\omega_1 = 32$ рад/с

При прийнятих умовах з (2.114) знайдемо проекції швидкості руху частинки відносно шнека на осі системи координат xuz :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \cdot \sin(\omega_\epsilon t) \cdot (\omega_1 - \omega_\epsilon); \\ \dot{y}_1 = -R \cdot \cos(\omega_\epsilon t) \cdot (\omega_1 - \omega_\epsilon); \\ \dot{z}_1 = \frac{\Delta p}{2\pi} \omega_\epsilon \left(\frac{\omega_1 t - \omega_\epsilon t}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} (\omega_1 - \omega_\epsilon) \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_\epsilon t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (2.118)$$

Проекції швидкості руху частинки відносно кожуха на осі системи координат xuz :

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = R \cdot \sin(\omega_\epsilon t) \cdot \omega_\epsilon; \\ \dot{y}_2 = -R \cdot \cos(\omega_\epsilon t) \cdot \omega_\epsilon; \\ \dot{z}_2 = \frac{\Delta p}{2\pi} \omega_\epsilon \left(\frac{\omega_1 t - \omega_\epsilon t}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} (\omega_1 - \omega_\epsilon) \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_\epsilon t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (2.119)$$

Модулі швидкості руху частинки визначаються за виразами:

$$\begin{aligned} |s_1| = & \sqrt{\left(R^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_\epsilon t}{2\pi} \right)^2 \right) (\omega_1 - \omega_\epsilon)^2 + \frac{\Delta p^2}{4\pi^2} \omega_\epsilon^2 \left(\frac{\omega_1 t - \omega_\epsilon t}{2\pi} \right)^2 +} \\ & \frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_\epsilon \left(\frac{\omega_1 t - \omega_\epsilon t}{2\pi} \right) (\omega_1 - \omega_\epsilon) \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_\epsilon t}{2\pi} \right); \end{aligned} \quad (2.120)$$

$$\begin{aligned} |s_2| = & \sqrt{\left(R^2 + \frac{\Delta p^2}{4\pi^2} \left(\frac{\omega_1 t - \omega_\epsilon t}{2\pi} \right)^2 \right) \omega_\epsilon^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_\epsilon t}{2\pi} \right)^2 (\omega_1 - \omega_\epsilon)^2 +} \\ & \frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_\epsilon \left(\frac{\omega_1 t - \omega_\epsilon t}{2\pi} \right) (\omega_1 - \omega_\epsilon) \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_\epsilon t}{2\pi} \right). \end{aligned} \quad (2.121)$$

На основі формули (2.121) будовані графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у швидкохідному конвеєрі в часі (рис. 2.20).

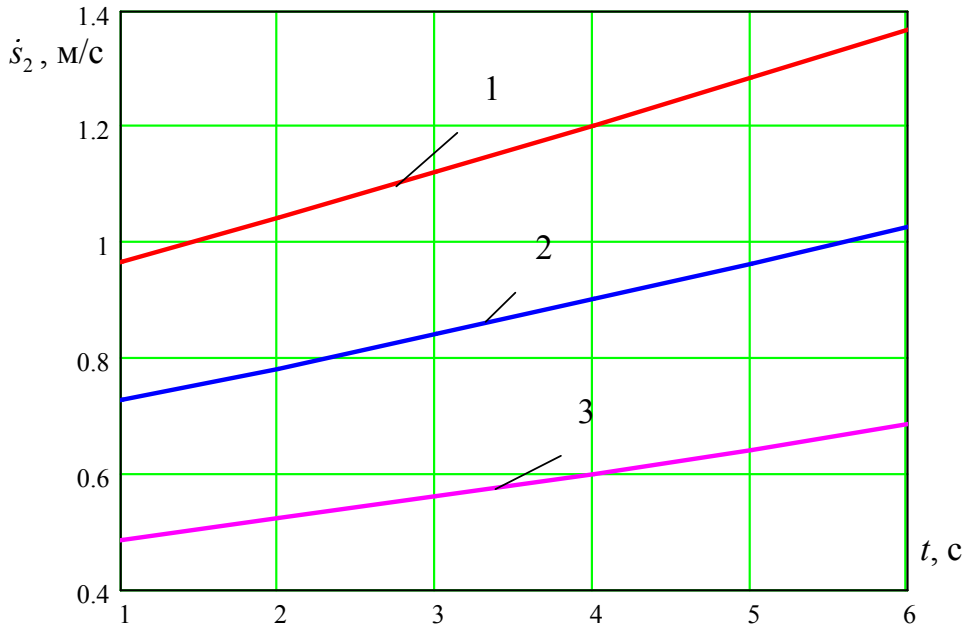


Рис. 2.20. Залежності зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у швидкохідному конвеєрі в часі для $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,211$ при $\omega_1 = 32$ рад/с:
 1 – $R = 0,1$ м, $p_0 = 0,16$ м, $\Delta p = 0,012$ м; 2 – $R = 0,075$ м, $p_0 = 0,12$ м, $\Delta p = 0,009$ м;
 3 – $R = 0,05$ м, $p_0 = 0,08$ м, $\Delta p = 0,006$ м

Прискорення частинки визначаємо за рівняннями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = R\omega_e \cos(\omega_e t)(\omega_1 - \omega_e); \\ \ddot{y} = R\omega_e \sin(\omega_e t)(\omega_1 - \omega_e); \\ \ddot{z} = \frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_e (\omega_1 - \omega_e). \end{cases} \quad (2.122)$$

Розглянемо стабільний режим транспортування у тихохідному конвеєрі, в якому вантаж рухається по лінійній траєкторії і для якого дійсні умови: $\theta = \text{const}$, $\frac{d\theta}{dt} = 0$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{d\theta_1}{dt} = \text{const} = \omega_1$, $\frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = \text{const}$. Тоді проєкції

швидкості руху частинки відносно шнека на осі системи координат xuz будуть становити:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \cdot \sin\theta \cdot \omega_1; \\ \dot{y}_1 = -R \cdot \cos\theta \cdot \omega_1; \\ \dot{z}_1 = \frac{\Delta p}{2\pi} \omega_1 \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \omega_1 \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_1 t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (2.123)$$

Проекції швидкості руху частинки відносно кожуха на осі системи координат xuz :

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = 0; \\ \dot{y}_2 = 0; \\ \dot{z}_2 = \frac{\Delta p}{2\pi} \omega_1 \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \omega_1 \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_1 t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (2.124)$$

Модулі швидкості руху частинки:

$$|\dot{s}_1| = \omega_1 \sqrt{R^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(\left(p_0 + \frac{\Delta p \theta}{2\pi} \right)^2 + \Delta p^2 \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right)^2 \right) + \frac{\Delta p}{2\pi^2} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta}{2\pi} \right)}; \quad (2.125)$$

$$|\dot{s}_2| = \frac{\Delta p}{2\pi} \omega_1 \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \omega_1 \left(p_0 + \frac{\Delta p \omega_1 t}{2\pi} \right). \quad (2.126)$$

На основі формули (2.126) будовані графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у тихохідному конвеєрі в часі (рис. 2.21).

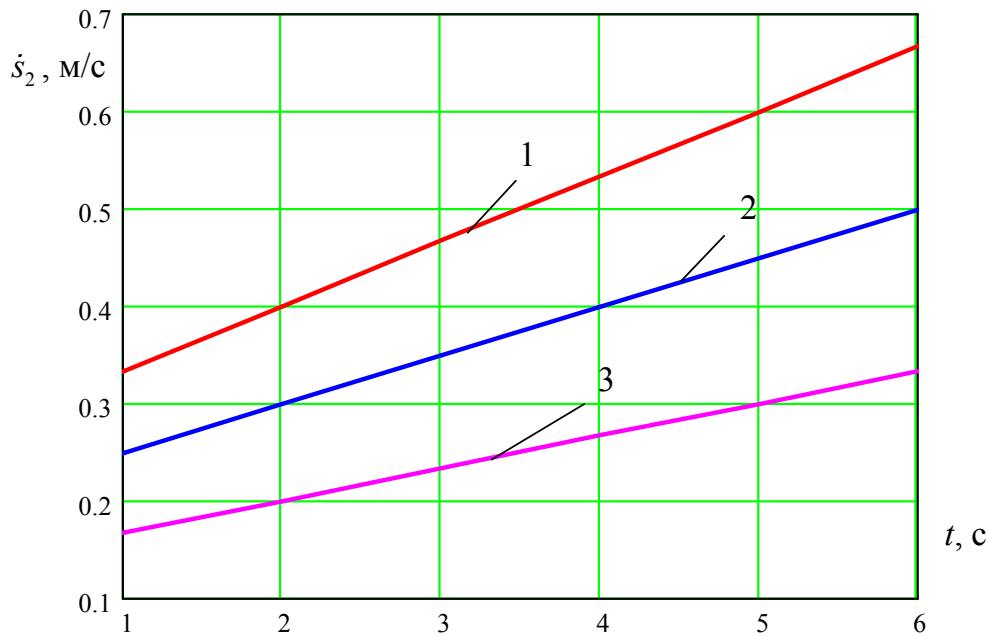


Рис. 2.21. Залежності зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у тихохідному конвеєрі в часі для $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,211$ при $\omega_1 = 10,5$ рад/с:
 1 – $R = 0,1$ м, $p_0 = 0,16$ м, $\Delta p = 0,012$ м; 2- $R = 0,075$ м, $p_0 = 0,12$ м, $\Delta p = 0,009$ м;
 3 – $R = 0,05$ м, $p_0 = 0,08$ м, $\Delta p = 0,006$ м

Прискорення частинки визначаються за рівняннями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x} = 0; \\ \ddot{y} = 0; \\ \ddot{z} = \frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_1^2. \end{array} \right. \quad (2.127)$$

На основі графіків рис. 2.20 і 2.21 можна зробити висновки, що при застосуванні шнеків із поступово зростаючим кроком витків відбувається поступове збільшення швидкості транспортування вантажу, що зменшує ударні навантаження на шнек під час пуску. Крім того, частинка одержує прискорення в напрямку транспортування, що також покращує умови її переміщення.

2.5.3. Дослідження енергосилових параметрів у конвесрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу

Рівняння для визначення силових параметрів під час переміщення частинки згідно рис. 2.18 можна знайти на основі рівняння (2.72) рівноваги всіх сил, що прикладені до неї.

Проекції нормальних реакцій від поверхні шнека та поверхні кожуха на осі координат xuz :

$$\begin{cases} N_{1x} = -N_1 \cdot \sin\alpha \sin\theta; \\ N_{1y} = N_1 \cdot \cos\alpha \cos\theta; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos\alpha; \end{cases} \quad (2.128) \quad \begin{cases} N_{2x} = -N_2 \cdot \cos\theta; \\ N_{2y} = -N_2 \cdot \sin\theta; \\ N_{2z} = 0, \end{cases} \quad (2.129)$$

де α – кут нахилу витків шнека, рад.

Кут нахилу витків шнека:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi}}{2\pi R} \right). \quad (2.130)$$

Для спрощення розрахунків доцільно використовувати середній кут нахилу витків шнека на зовнішньому діаметрі, що не вносить суттєвих похибок в одержані результати:

$$\alpha_c = \operatorname{arctg} \left(\frac{2p_0 + \frac{\Delta p \cdot (i-1)}{2}}{2\pi R} \right). \quad (2.131)$$

Підставляючи (2.106) і (2.107) у (2.131) після перетворень одержимо:

$$\alpha_c = \frac{k_{T2} + k_{T1}}{2\pi}. \quad (2.132)$$

Проекції сили ваги частинки на осі координат xuz :

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos\gamma; \\ G_y = 0; \\ G_z = -mg \cdot \sin\gamma, \end{cases} \quad (2.133)$$

де γ – кут нахилу осі шнека, рад; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Враховуючи (2.128), (2.129) і (2.133) рівняння (2.72) набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \sum x = N_1 \left(-\sin\alpha \sin\theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos\theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum y = N_1 \left(\sin\alpha \cos\theta - \mu_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin\theta - \mu_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum z = N_1 \left(\cos\alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{z} + G_z = 0. \end{cases} \quad (2.134)$$

У розширеному вигляді систему рівнянь (2.134) можна записати наступним чином:

$$\begin{cases} N_1 \left(-\sin\alpha \sin\theta - \mu_1 \frac{R \cdot \sin\theta \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos\theta - \mu_2 \frac{-R \cdot \sin\theta \cdot \frac{d\theta}{dt}}{|\dot{s}_2|} \right) - \\ -m \left(R \cos\theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin\theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) + mg \cdot \cos\gamma = 0; \\ N_1 \left(\sin\alpha \cos\theta - \mu_1 \frac{-R \cdot \cos\theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin\theta - \mu_2 \frac{R \cdot \cos\theta \cdot \frac{d\theta}{dt}}{|\dot{s}_2|} \right) - \\ -m \left(R \sin\theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos\theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) = 0; \\ N_1 \left(\cos\alpha - \mu_1 \frac{\frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + \\ + N_2 \left(-\mu_2 \frac{\frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right)}{|\dot{s}_2|} \right) - \\ -m \left(\frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}}{2\pi} \right) + \frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d^2\theta_1}{dt^2} \left(\frac{\omega_1 t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(-\frac{d^2\theta}{dt^2} \left(p_0 + \frac{\Delta p \theta_1}{2\pi} \right) + \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) \frac{\Delta p}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \right) \right) - \\ -mg \cdot \sin\gamma = 0. \end{cases} \quad (2.135)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (2.134), знаходимо нормальні реакції від поверхонь шнека і кожуха.

Вказана система рівнянь відносно параметру θ в загальному випадку не має розв'язку і її аналіз проводиться на ЕОМ, застосовуючи чисельний метод Рунге-Кутта. Оскільки коефіцієнт внутрішнього тертя вантажу, що піддається транспортуванню в основному значно перевищує коефіцієнт тертя між вантажем та кожухом і шнеком, то рух потоку вантажу в першому наближенні можна розглядати як рух частинок з незмінними характеристиками зовнішніх зв'язків, що не залежать від внутрішніх взаємодій частинок [85].

Із третього рівняння системи (2.134) отримаємо:

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos\alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m\ddot{z} - G_z}{-\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}. \quad (2.136)$$

Із першого і третього рівнянь системи (2.134) отримаємо:

$$N_1 = \frac{\frac{m\ddot{z} - G_z}{\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \left(-\cos\theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + m\ddot{x} - G_x}{-\sin\alpha \sin\theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} + \frac{\left(\cos\alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos\theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}{\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}}. \quad (2.137)$$

Розглянемо стабільний режим транспортування у швидкохідному конвеєрі (рис. 2.19), в якому вантаж рухається по гвинтовій траєкторії і для якого дійсні

$$\text{умови: } \frac{d\theta}{dt} = \text{const} = \omega_s, \quad \frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \quad \frac{d\theta_1}{dt} = \text{const} = \omega_s, \quad \frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0, \quad \frac{dR}{dt} = 0, \quad R = \text{const}.$$

Нормальна реакція від поверхні шнека на основі (2.137) з врахуванням (2.118)- (2.122) буде становити:

$$N_1 = \frac{m \left(\frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_s (\omega_1 - \omega_s) - g \cdot \sin \gamma \left(-\cos(\omega_s t) - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + R \omega_s \cos(\omega_s t) (\omega_1 - \omega_s) - g \cdot \cos \gamma \right)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \cdot (2.138)$$

$$-\sin \alpha_c \sin(\omega_s t) - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} + \frac{\left(\cos \alpha_c - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos(\omega_s t) - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}{\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}$$

Нормальна реакція від поверхні кожуха на основі (2.136):

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha_c - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m \left(\frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_s (\omega_1 - \omega_s) + g \cdot \sin \gamma \right)}{-\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \cdot (2.139)$$

Розглянемо також стабільний режим транспортування у тихохідному конвеєрі, в якому вантаж рухається по лінійній траєкторії і для якого дійсні умови: $\theta = \text{const}$, $\frac{d\theta}{dt} = 0$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{d\theta_1}{dt} = \text{const} = \omega_1$, $\frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = \text{const}$.

Нормальна реакція від поверхні шнека на основі (2.137), із врахуванням (2.123 - 2.127):

$$N_1 = \frac{m \left(\frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_1^2 - g \cdot \sin \gamma \right)}{-\mu_2} \cos \theta - g \cdot \cos \gamma \cdot (2.140)$$

$$-\sin \alpha_c \sin \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} - \frac{\left(\cos \alpha_c - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right)}{\mu_2} \cos \theta$$

Нормальна реакція від поверхні кожуха на основі формули (2.136):

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha_c - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m \left(\frac{\Delta p}{2\pi^2} \omega_1^2 + g \cdot \sin \gamma \right)}{-\mu_2}. \quad (2.141)$$

Важливою складовою для визначення енергосилових параметрів гвинтових конвеєрів є маса вантажу m_b , яка піддається одночасному транспортуванню, і якщо рух потоку вантажу в першому наближенні можна розглядати як рух частинок, то у вищенаведених формулах, можна замість маси частинки m використовувати масу вантажу m_b , яку можна визначати за формулою:

$$m_b = \frac{\pi \cdot i (D_1^2 - d^2)}{4} \varphi_0 \rho_0 \rho, \quad (2.142)$$

де d – діаметр вала шнека, м; φ_0 – коефіцієнт завантаження, що формується у завантажувальному отворі; ρ – густина вантажу, кг/м³.

Крутний момент на шнекові визначаємо за виразом:

$$T = N_1 \cdot R (\sin \alpha_c + \mu_1 \cos \alpha_c) + N_2 R \mu_2. \quad (2.143)$$

Потужність на приводі шнека:

$$N = \frac{Tn}{9750}. \quad (2.144)$$

Продуктивність конвеєра:

$$Q = \psi \cdot k_\gamma \cdot \varphi_0 \cdot \dot{z}_2 \frac{(4R^2 - d^2)}{4}, \quad (2.145)$$

де ψ – коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку під час транспортування, $\psi = f(k_T, \gamma, \omega_1)$; k_γ – коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра.

Питомі енерговитрати на переміщення вантажу:

$$w = \frac{N}{Q \cdot L}. \quad (2.146)$$

На основі формул (2.140), (2.143), (2.144) побудовано графіки (рис. 2.22-2.24) залежності енергосилових параметрів від величини приросту кроку шнека та кута нахилу конвеєра під час транспортування пшениці ($\rho = 700 \text{ кг/м}^3$) швидкохідним конвеєром.

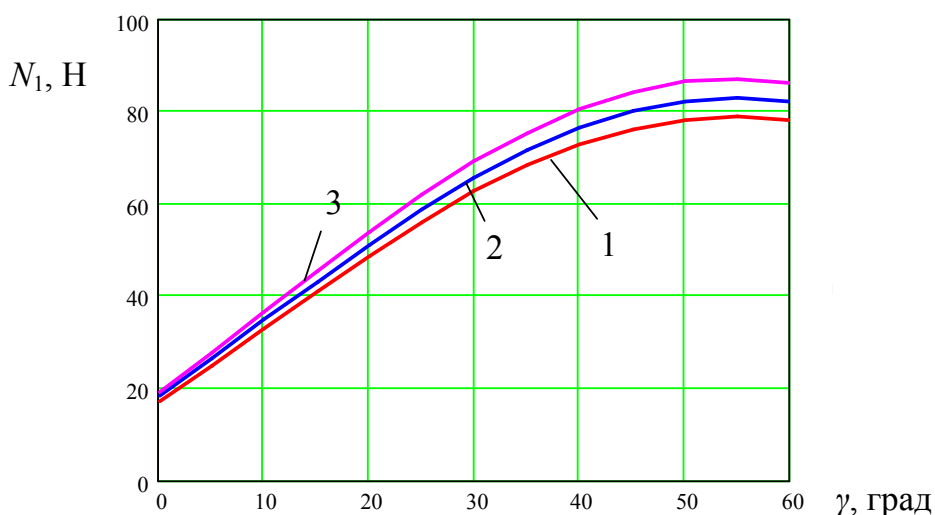


Рис. 2.22. Залежності нормальної реакції поверхні шнека від кута нахилу швидкохідного конвеєра при $R = 0,075 \text{ м}$, $L = 1 \text{ м}$, $d = 0,04 \text{ м}$: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\Delta p = 0,011 \text{ м}$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,1$, $\Delta p = 0,0075 \text{ м}$; 3 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,0$, $\Delta p = 0,0047 \text{ м}$

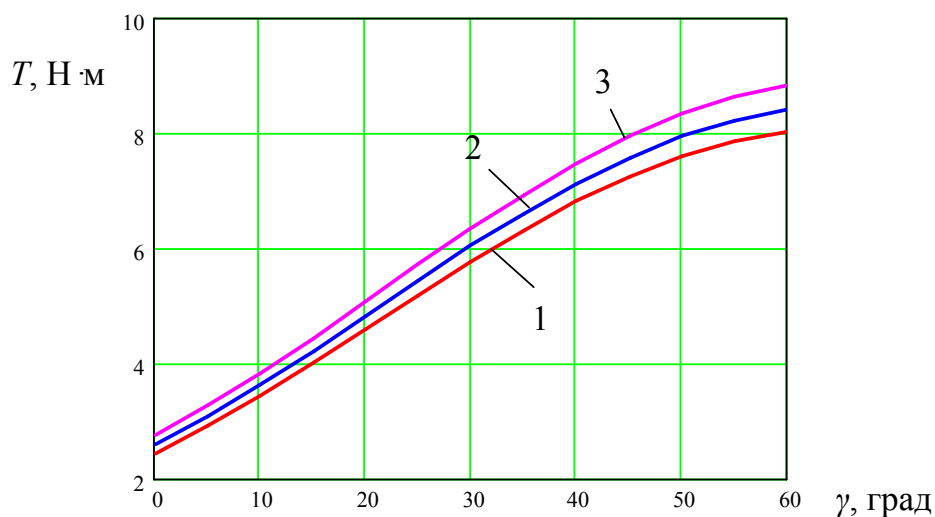


Рис. 2.23. Залежності крутного моменту шнека від кута нахилу швидкохідного конвеєра при: $R = 0,075 \text{ м}$, $L = 1 \text{ м}$, $d = 0,04 \text{ м}$: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\Delta p = 0,011 \text{ м}$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,1$, $\Delta p = 0,0075 \text{ м}$; 3 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,0$, $\Delta p = 0,0047 \text{ м}$

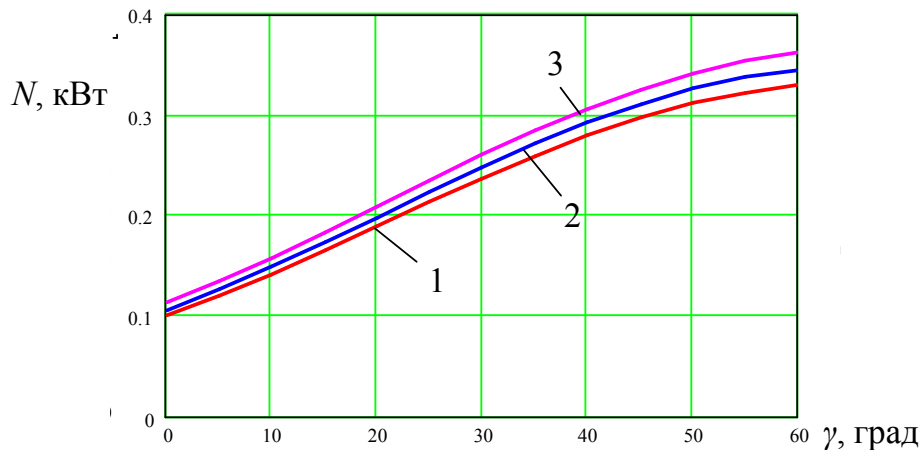


Рис. 2.24. Залежності потужності на приводі конвеєра від кута нахилу швидкохідного конвеєра при $R = 0,075$ м, $L = 1$ м, $d = 0,04$ м: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\Delta p = 0,011$ м; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,1$, $\Delta p = 0,0075$ м; 3 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,0$, $\Delta p = 0,0047$ м

Із графіків, побудованих на рисунку 2.22 - 2.24, бачимо, що зі збільшенням кута нахилу конвеєра, зростають величини енергосилових параметрів конвеєра, а збільшення кроку витків шнека в напрямку руху матеріалу призводить до зниження енергосилових параметрів транспортування на 8-10%.

Проведемо порівняльний аналіз швидкохідних ГК із змінними та постійними кроками на основі формул (2.138), (2.139), (2.142 – 2.146) під час транспортування пшениці. Для цього побудуємо графіки на рис. 2.25 - 2.31.

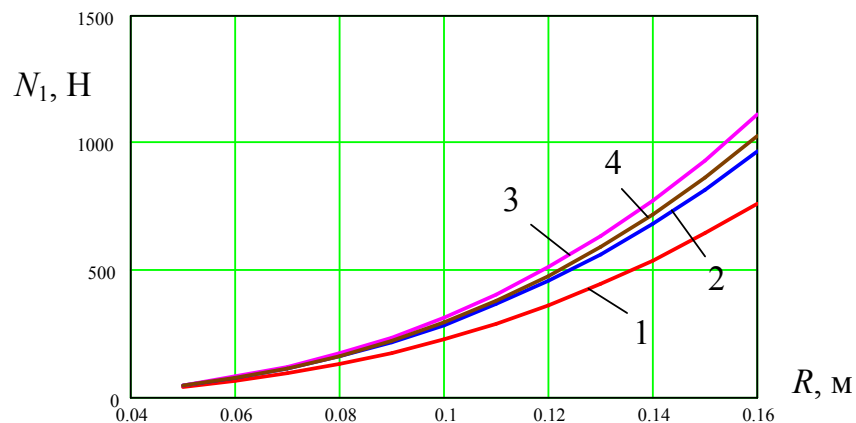


Рис. 2.25. Залежності нормальної реакції поверхні шнека від радіуса шнека при $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $d = 0,04$ м, $n = 400$ об/хв: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$; 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$; 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

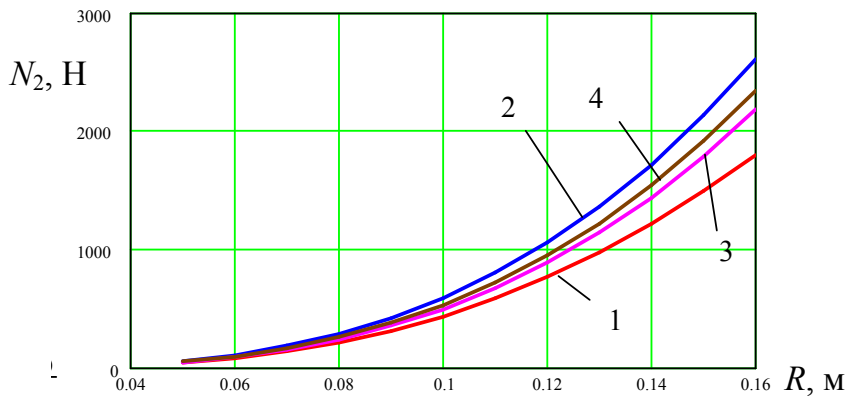


Рис. 2.26. Залежності нормальної реакції поверхні кожуха від радіуса шнека при $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $d = 0,04$ м, $n = 400$ об/хв: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$; 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$; 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

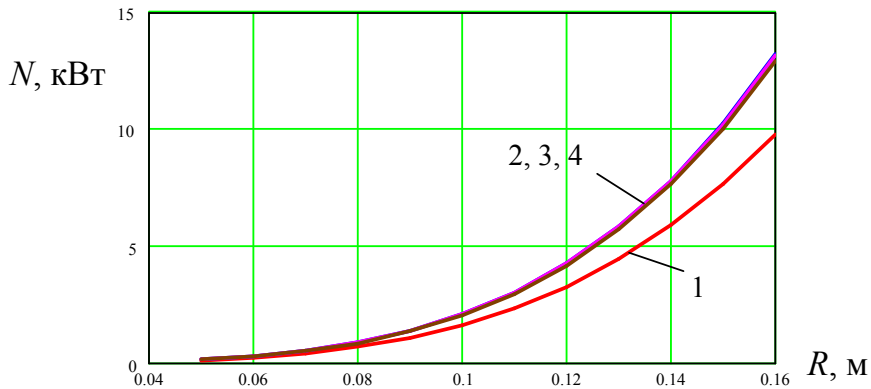


Рис. 2.27. Залежності потужності привода конвеєра від радіуса шнека при $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $d = 0,04$ м, $n = 400$ об/хв: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$; 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$; 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

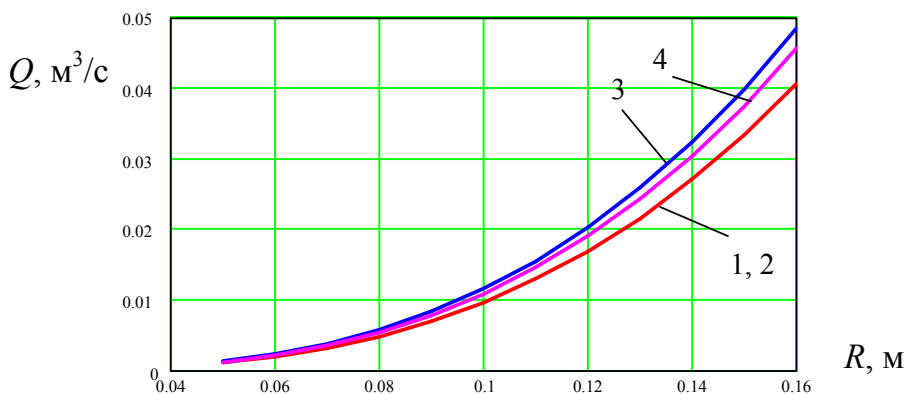


Рис. 2.28. Залежності продуктивності конвеєра від радіуса шнека при $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $d = 0,04$ м, $n = 400$ об/хв: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$; 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$; 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

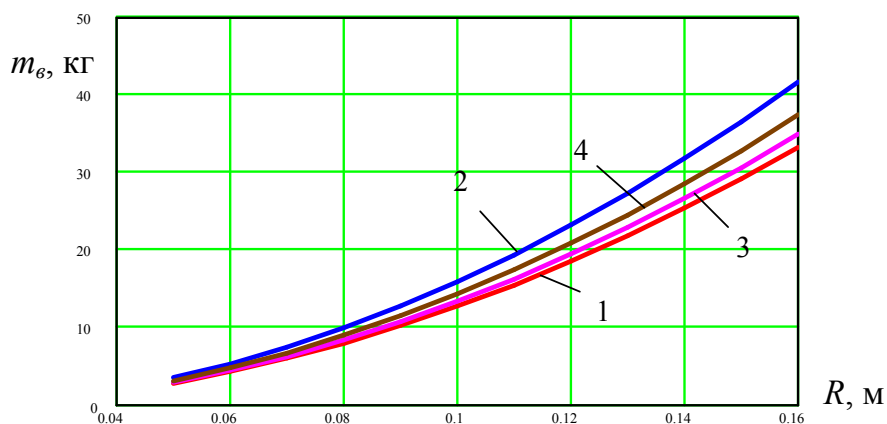


Рис. 2.29. залежності маси вантажу, що одночасно перебуває у конвеєрі від радіуса шнека при $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $d = 0,04$ м, $n = 400$ об/хв: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$; 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$; 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

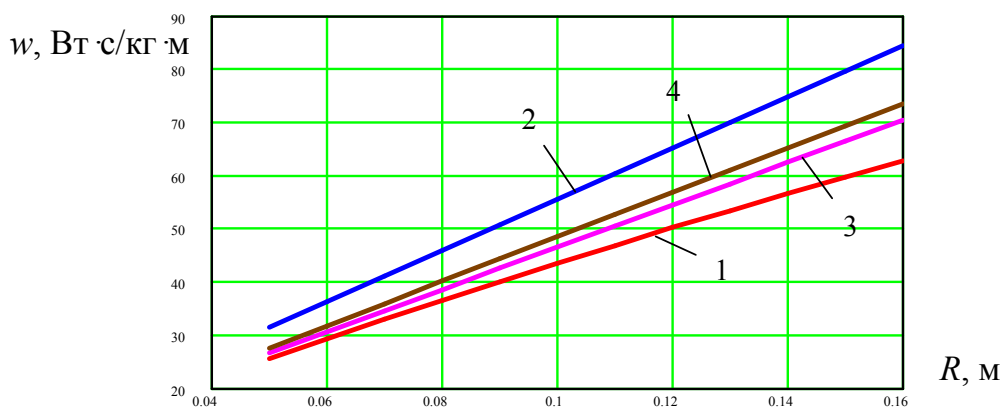


Рис. 2.30. залежності питомих енерговитрат конвеєра під час транспортування вантажу від радіуса шнека при $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $d = 0,04$ м, $n = 400$ об/хв: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$; 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$; 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

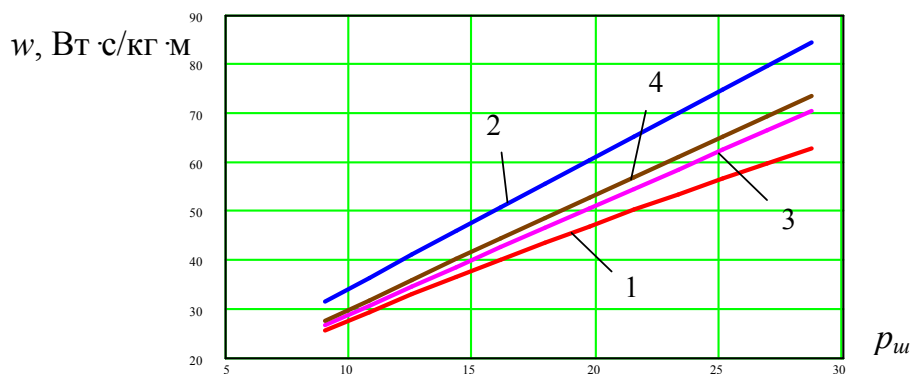


Рис. 2.31. залежності питомих енерговитрат конвеєра під час транспортування вантажу від коефіцієнта швидкохідності $p_u = \omega_1^2 R / g$ при $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $d = 0,04$ м, $n = 400$ об/хв: 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$; 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$; 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$; 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

З графіків, представлених рис. 2.25 - 2.31 випливає, що використання шнеків із поступово зростаючим кроком витків із коефіцієнтами кроку від $k_{T1} = 0,8$ до $k_{T2} = 1,2$, дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу порівняно із шнеками крок витків яких відповідає коефіцієнту кроку $k_{T1} = 0,8$ на 15-25 %, та на 1-9 % порівняно із шнеками коефіцієнт кроку яких відповідає $k_{T2} = 1,2$. При цьому перевага шнеків із поступово зростаючим кроком збільшується при збільшенні коефіцієнта швидкохідності, тобто під час використання шнеків із збільшеним зовнішнім діаметром і високою частотою обертання. Ця перевага перш за все досягається за рахунок зменшення на 16 - 24 % маси вантажу, що одночасно піддається транспортуванню (рис. 2.29) порівняно із шнеками, що мають мінімальний постійний крок та на 1 - 7 % порівняно із шнеками, що мають максимальний постійний крок. Цим також можна пояснити зменшення величин реакцій від поверхні шнека і жолоба на 17 - 25 %. Потужність, яка споживається на приводі шнека із змінним кроком на 15 - 20 % нижча, ніж при використанні шнеків із постійним кроком. Невелику різниця між потужностями для шнеків із постійними кроками, можна пояснити тим, що поряд із зростанням кроку витків, зменшенням їх кількості на фіксованій довжині конвеєра і відповідним зменшенням маси вантажу, що піддається одночасному транспортуванню, зростає кут нахилу витків α , наслідком чого відбувається зростання крутного моменту на приводі, а відтак і потужності.

Якщо взяти за базу шнек із мінімальним кроком витків то коефіцієнт зменшення ваги вантажу, що одночасно транспортується:

- для шнека із змінним кроком витків:

$$k_{m1} = \frac{i}{i + \frac{k_{T2} - k_{T1}}{k_{T1}} \sum_{i=1}^i (i-1)}, \quad (2.147)$$

- для шнека із максимальним кроком витків:

$$k_{m2} = \frac{\Psi_{01}\Phi_{01}}{\Psi_{02}\Phi_{02}}, \quad (2.148)$$

де Φ_{01} - коефіцієнт завантаження для шнека із мінімальним кроком витків;
 Φ_{02} - коефіцієнт завантаження для шнека із максимальним кроком витків;
 Ψ_{01} - коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку для шнеків із змінним кроком витків; Ψ_{02} - коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку для шнеків із максимальним кроком витків.
 $\Psi_{02} \leq \Psi_{01} \leq 1$.

Зниження продуктивності шнека із поступово зростаючим кроком витків на 7-16% порівняно із шнеком, що має максимальний крок витків (рис. 2.28) спостерігається, якщо не виконується умова:

$$\frac{\Psi_{01}\Phi_{01}k_{T1}}{\Psi_{02}\Phi_{02}k_{T2}} > 1. \quad (2.149)$$

Умова (2.149) виконується для конвеєрів із високим коефіцієнтом швидкості. Тому ефективно використання шнеків із поступово зростаючим кроком витків можливе, якщо виконується умова 2.149.

2.6. Дослідження умови роботи гвинтового конвеєра з обертовим циліндричним кожухом

Для запуску шнека після вимушеної зупинки ГК, в якому знаходиться сипкий матеріал, необхідно прикласти пусковий момент, який перевищує момент за нормальних умов роботи, що призводить до необхідності використання потужнішого двигуна і підсиленого ГРО, що не завжди економічно виправдано. Тому пошук нових конструктивних рішень для зниження пускового моменту двигуна є актуальною задачею [45].

ГК з обертовим кожухом (рис. 2.32) виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко встановлено механізм регулювання кута нахилу конвеєра 2 відомої конструкції, що є у взаємодії з основою 3 конвеєра. Основа 3 виконана у вигляді плити, зверху якої жорстко встановлена плита 4, до якої жорстко закріплено нерухомий циліндричний кожух 5, у верхній частині якого з двох кінців жорстко встановлені підшипники 6, в які встановлено обертовий циліндричний кожух 7 з можливістю обертового руху. Знизу обертового циліндричного кожуха 7 на зовнішньому діаметрі жорстко встановлено шестерню 8, яка є у взаємодії з приводною шестернею 9, яка жорстко закріплена на приводному валу 10. На другому кінці цього вала 10 жорстко закріплена шестерня 11, яка є у взаємодії з шестернею 12, яка жорстко закріплена на валу 13 ГРО 14. Причому приводний вал 10 обертового циліндричного кожуха 7 жорстко встановлено на підшипниках, які жорстко закріплені з нижньої сторони опорної плити 4 циліндричного кожуха 5. Привід конвеєра здійснюється від електродвигуна 15 через ЗМ 16. Для завантаження ГК використовують бункер 17 з заслінкою.

В процесі роботи ГК сипкий матеріал 18 засипають у бункер 17, включають конвеєр, відкривають заслінку й здійснюється транспортування матеріалу. У випадках коли транспортер зупиняється, сипкий матеріал знаходиться у циліндричному кожусі. Якщо при наступному пуску транспортера крутильний момент пуску транспортера перевищує допустимий крутильний момент електродвигуна 15, спрацьовує ЗМ 16, яка передає обертовий рух від вала 13 через шестерні 12, 11, 9, 8 на обертовий циліндричний кожух 7 із сипким

матеріалом, що призводить до зменшення сил внутрішнього тертя сипкого матеріалу і, як наслідок, до зменшення крутильного моменту пуску конвеєра. Коли крутний момент пуску ГК досягає значення нижчого ніж допустимий крутильний момент електродвигуна 15, ЗМ 16 одночасно вимикає передачу крутильного моменту на шестерні 12, 11, 9, 8 та обертовий циліндричний кожух 7 та вмикає передачу крутильного моменту на вал 13 із ГРО 14.

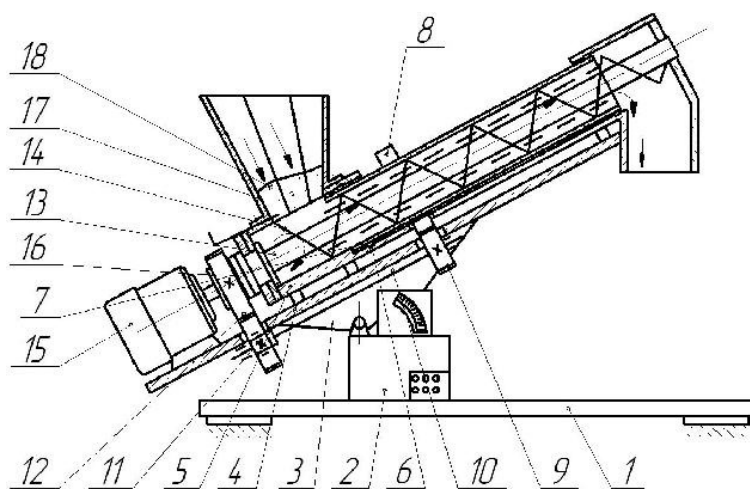


Рис. 2.32. Гвинтовий конвеєр з обертовим циліндричним кожухом

Визначимо мінімальну частоту обертання циліндричного кожуха 7, при якій частинка вантажу, що лежить на поверхні кожуха і ГРО починає рух після спрацьовування ЗМ і зупинки ГРО. Для цього розглянемо розрахункову схему, представлену на рис. 2.33. Частинка матеріалу, що розташована на гвинтовій поверхні і притиснута до стінки кожуха, для загального випадку нахиленого розташування осі гвинтового конвеєра має рух, що описується рівняннями рівноваги [45]:

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} + G_x + F_{ix} = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} + G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} + G_z = 0, \end{cases} \quad (2.150)$$

де N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x, y, z, H ; N_{2x}, N_{2y}, N_{2z} – проекції нормальної реакції від поверхні обертового кожуха відповідно на осі x, y, z, H ; F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проекції сили тертя між частинкою і поверхнею гвинтового робочого органу відповідно на осі x, y, z, H ; F_{2x}, F_{2y}, F_{2z} – проекції сили тертя між частинкою і поверхнею кожуха відповідно на осі x, y, z, H ; G_x, G_y, G_z – проекції сили ваги відповідно на осі x, y, z, H ; F_{ix} – проекція відцентрової сили на вісь x, H .

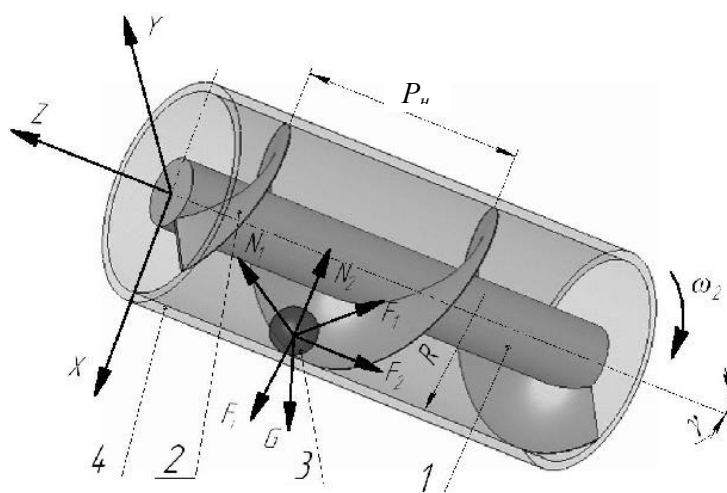


Рис. 2.33. Розрахункова схема для визначення мінімальної частоти обертання циліндричного кожуха гвинтового конвеєра: 1 - вал; 2 – гвинтовий робочий орган; 3 – частинка матеріалу; 4 – обертовий циліндричний кожух

Проекції нормальної реакції на осі координат знаходимо за формулами:

$$\begin{cases} N_{1x} = -N_1 \cdot \sin\alpha; \\ N_{1y} = -N_1 \cdot \sin\alpha; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos\alpha; \end{cases} \quad (2.151)$$

$$\begin{cases} N_{2x} = -N_2; \\ N_{2y} = 0; \\ N_{2z} = 0, \end{cases} \quad (2.152)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії гвинтового робочого органу, рад;
 N_1, N_2 - нормальні реакції відповідно від поверхні шнека і поверхні обертового кожуха, Н.

Проекції сили ваги на осі координат:

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos\gamma; \\ G_y = 0; \\ G_z = -mg \cdot \sin\gamma, \end{cases} \quad (2.153)$$

де m – маса частинки, кг; γ – кут нахилу осі гвинтового робочого органу до горизонталі, рад; g - прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Проекція відцентрової сили:

$$F_{ix} = mR_1\omega_2^2, \quad (2.154)$$

де R_1 - радіус внутрішньої поверхні кожуха, м; ω_2 - кутова швидкість обертання кожуха, с^{-1} .

Сили тертя F_1 и F_2 направлені протилежно вектору абсолютної швидкості частинки, а їх проекції будуть становити:

$$\begin{cases} F_{1x} = -f_1 N_1 \cdot \cos\alpha; \\ F_{1y} = -f_1 N_1 \cdot \cos\alpha; \\ F_{1z} = -f_1 N_1 \cdot \sin\alpha; \end{cases} \quad (2.155)$$

$$\begin{cases} F_{2x} = 0; \\ F_{2y} = f_2 N_2; \\ F_{2z} = 0, \end{cases} \quad (2.156)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека; f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха.

Враховуючи р (2.151 - 2.156), система рівнянь (2.150) набуде вигляду:

$$\begin{cases} \sum X = -N_1 \sin \alpha - N_2 - f_1 N_1 \cos \alpha + mg \cos \gamma + mR\omega_2^2 = 0; \\ \sum Y = -N_1 \sin \alpha - f_1 N_1 \cos \alpha + f_2 N_2 = 0; \\ \sum Z = N_1 \cos \alpha - f_1 N_1 \sin \alpha - mg \sin \gamma = 0. \end{cases} \quad (2.157)$$

З третього рівняння системи рівнянь (2.157) будемо мати:

$$N_1 = \frac{mg \sin \gamma}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}. \quad (2.158)$$

З другого рівняння системи рівнянь (2.157) знайдемо

$$N_2 = \frac{N_1 (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{f_2}. \quad (2.159)$$

Після підстановки (2.158) в (2.159) і перетворення будемо мати:

$$N_2 = \frac{mg \sin \gamma}{f_2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (2.160)$$

де φ_1 - кут тертя між матеріалом і поверхнею шнека, $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1$.

Підставляючи рівняння (2.158) і (2.160) в перше рівняння системи рівнянь (2.157), отримаємо:

$$\frac{-mg \sin \gamma (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha} - \frac{mg \sin \gamma}{f_2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + mg \cos \gamma + mR_1 \omega_2^2 = 0. \quad (2.161)$$

Після скорочень і перетворень:

$$-mg \left(\sin \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \left(1 + \frac{1}{f_2} \right) + \cos \gamma \right) + mR_1 \omega_2^2 = 0, \quad (2.162)$$

звідки знаходимо:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g \left(\sin \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \left(1 + \frac{1}{f_2} \right) + \cos \gamma \right)}{R_1}}. \quad (2.163)$$

Враховуючи, що, $\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}$, $\alpha = \arctg \frac{p_n}{2\pi R}$ знаходимо мінімальну частоту

обертання кожуха:

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \left(\sin \gamma \operatorname{tg} \left(\arctg \frac{p_n}{2\pi R} + \arctg f_1 \right) \left(1 + \frac{1}{f_2} \right) + \cos \gamma \right)}{R_1}}, \quad (2.164)$$

де p_n – крок витків гвинтового робочого органу по зовнішньому радіусу.

На основі формули 2.164 будемо графік залежності мінімальної частоти обертання кожуха від кута нахилу конвеєра (рис. 2.34).

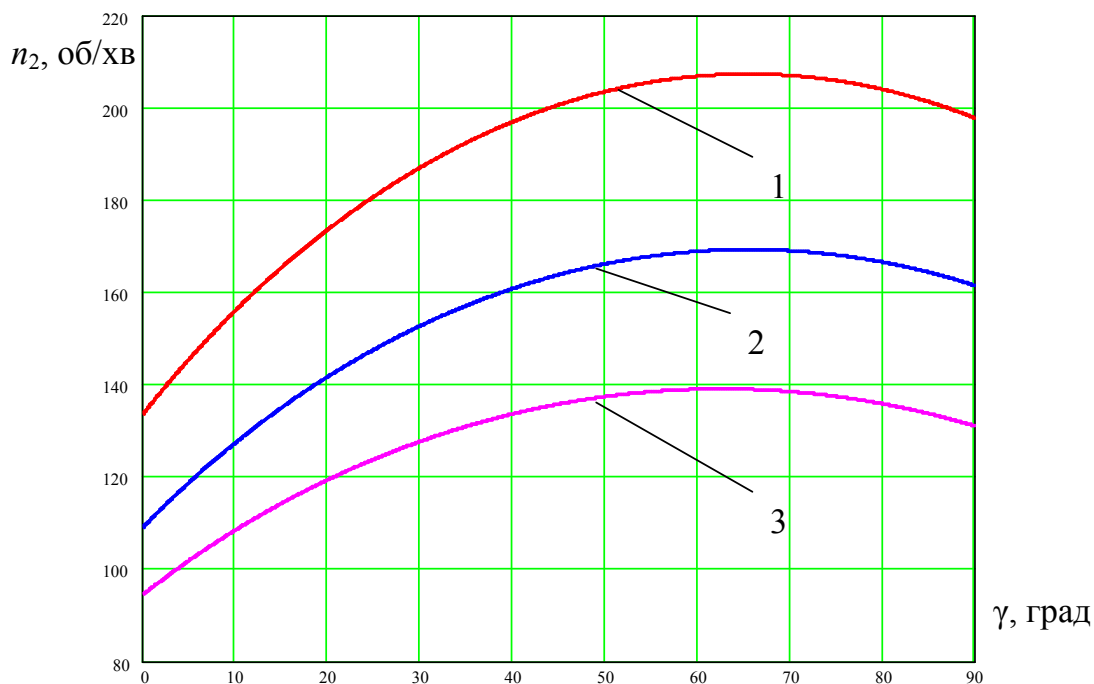


Рис. 2.34. Графік залежності мінімальної частоти обертання кожуха від кута нахилу конвеєра: 1 – $R = 0,05$ м; 2 – $R = 0,075$ м; 3 – $R = 0,1$ м

При частоті обертання кожуха $n > n_2$ ГРО частинка рухається вгору по гвинтовій поверхні, що сприяє зниженню необхідного моменту пуску обертання ГРО.

2.7. Дослідження моменту інерції шнеків гвинтових механізмів

Гвинтові транспортери за конструктивними особливостями можна поділити на три групи: жорсткі із внутрішнім валом або трубою, гнучкі секційні, гвинтові елементи яких з'єднані між собою шарнірами та гнучкі суцільні без внутрішнього вала. Крім цього, кожену групу за швидкістю обертання робочого органа можна поділити на тихохідні, середньо швидкісні та швидкісні гвинтові транспортери.

Момент інерції шнекової частини з вантажем [22]:

- для середньо- і високошвидкісних гвинтових транспортерів:

$$J_{po} = m_{\epsilon} \cdot \left(\frac{v_{\epsilon}}{\omega_1} \right)^2 + J_{\epsilon} \cdot \left(\frac{\omega_{\epsilon}}{\omega_1} \right)^2 + J_{ш}; \quad (2.165)$$

- для тихохідних гвинтових транспортерів:

$$J_{po} = m_{\epsilon} \cdot \left(\frac{v_{\epsilon}}{\omega} \right)^2 + J_{ш}, \quad (2.166)$$

де m_{ϵ} - маса вантажу, що піддається змішуванню; v_{ϵ} - осьова швидкість вантажу; ω_1 - кутова швидкість обертання шнека; J_{ϵ} - момент інерції вантажу, що піддається змішуванню; ω_{ϵ} - кутова швидкість обертання вантажу, що піддається змішуванню; $J_{ш}$ - момент інерції шнека.

Визначаємо масу вантажу, що піддається транспортуванню:

$$m_{\epsilon} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L \cdot \phi_3 \cdot \rho}{4}, \quad (2.167)$$

де D - зовнішній діаметр шнека; L - довжина шнека; ϕ_3 - коефіцієнт заповнення; ρ - приведена густина матеріалів, які піддаються змішуванню.

Під час транспортування, залежно від режиму роботи гвинтового транспортера, відбувається переміщення вантажу по різних траєкторіях: для тихохідного режиму (до 200 об/хв.) – по лінійній траєкторії, для швидкісного режиму (більше 700 об/хв.) – по гвинтовій траєкторії, при середньошвидкісному режимі (від 200 об/хв. до 700 об/хв.) вантаж здійснює переміщення по складній траєкторії із частковим пересипанням в зворотному напрямку. Тоді знаходимо осьову швидкість вантажу:

- для середньошвидкісного режиму:

$$v_{\epsilon} = \frac{k_{\epsilon} \cdot \omega_1 \cdot p_{\kappa}}{2 \cdot \pi}, \quad (2.168)$$

- для тихохідного і швидкісного режимів:

$$v_{\epsilon} = \frac{\omega_1 \cdot p_{\kappa}}{2 \cdot \pi}, \quad (2.169)$$

де k_{ϵ} - коефіцієнт відставання, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку; p_{κ} – крок спіралі.

При усталеному переміщенні вантажів годограф вектора швидкості вантажу описується залежністю, що відповідає прямій лінії:

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot v_{\epsilon}}{\omega_1 \cdot T} + \frac{2 \cdot v_{\kappa}}{\omega_1 \cdot D} = 1, \quad (2.170)$$

де v_{κ} - колова швидкість вантажу.

Колову швидкість вантажу знаходимо за відомою залежністю:

$$v_{\kappa} = \frac{\omega_{\epsilon} \cdot D}{2}. \quad (2.171)$$

Підставляючи формули (2.168) та (2.171) у рівняння (2.170) після перетворень одержимо:

$$\frac{\omega_{\epsilon}}{\omega_1} = 1 - k_{\epsilon}. \quad (2.172)$$

Для швидкісного режиму:

$$\frac{\omega_{\epsilon}}{\omega_1} = 1. \quad (2.173)$$

Момент інерції вантажу, що піддається транспортуванню для високошвидкісного та середньошвидкісного режимів:

$$J_{\epsilon} = \frac{m_{\epsilon} \cdot r_i^2}{2}, \quad (2.174)$$

де r_i - радіус інерції вантажу.

Визначаємо радіус інерції вантажу:

- для середньошвидкісного режиму аналогічно [13]:

$$r_i = \frac{k_m \cdot D}{4} \cdot (1 + \sqrt{1 - \varphi_3}), \quad (2.175)$$

де k_m - коефіцієнт зміни траєкторії руху вантажу в радіальному напрямку;

- для швидкісного режиму [13]:

$$r_i = \frac{D}{4} \cdot (1 + \sqrt{1 - \varphi_3}). \quad (2.176)$$

Підставляючи формули (2.175), (2.176), (2.167) у (2.174), знаходимо:

- для середньошвидкісного режиму:

$$J_e = \frac{\pi \cdot D^4 \cdot L \cdot \varphi_3 \cdot \rho \cdot k_m^2 \cdot (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128}. \quad (2.177)$$

- для швидкісного режиму:

$$J_e = \frac{\pi \cdot D^4 \cdot L \cdot \varphi_3 \cdot \rho \cdot (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128}. \quad (2.178)$$

Момент інерції гнучкого суцільного шнека:

$$J_{uu} = \frac{m_{uu} \cdot (R^2 - r^2)}{2}, \quad (2.179)$$

де m_{uu} - маса витків; R – зовнішній радіус шнека; r - внутрішній радіус шнека.

Визначаємо масу витків:

$$m_{uu} = n_{bc} \cdot \rho_1 \cdot h \cdot (R - r) \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (R + r)^2 + p_k^2}, \quad (2.180)$$

де ρ_1 - густина матеріалу витків; n_{bc} - кількість витків шнека; h - товщина поперечного січення витка шнека.

Момент інерції жорсткого шнека:

$$J_{uu} = \frac{m_{uu} \cdot (R^2 - r^2) + m_T \cdot (R_1^2 - r_1^2)}{2}, \quad (2.181)$$

де m_T - маса труби; R_1 – зовнішній радіус труби; r_1 - внутрішній радіус труби.

Визначаємо масу труби:

$$m_T = \pi \cdot \rho_2 \cdot L \cdot (R_1^2 - r_1^2), \quad (2.182)$$

де ρ_2 - густина матеріалу труби.

Момент інерції гнучкого секційного шнека:

$$J_{ш} = \frac{k_c \cdot (m_{ш} \cdot (R^2 - r^2) + m_T \cdot (R_1^2 - r_1^2))}{2}, \quad (2.183)$$

де k_c - коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості шарнірів.

Підставляючи формулу (2.180) у (2.179) знаходимо момент інерції гнучкого суцільного шнека:

$$J_{ш} = \frac{n_{ec} \cdot \rho_1 \cdot h \cdot (R - r) \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (R + r)^2 + p_\kappa^2} \cdot (R^2 - r^2)}{2}. \quad (2.184)$$

Підставляючи формули (2.180), (2.182) у (2.181), знаходимо момент інерції жорсткого шнека:

$$J_{ш} = \frac{n_{ec} \cdot \rho_1 \cdot h \cdot (R - r) \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (R + r)^2 + p_\kappa^2} \cdot (R^2 - r^2) + \pi \cdot \rho_2 \cdot L \cdot (R_1^2 - r_1^2)^2}{2}. \quad (2.185)$$

Аналогічно, підставляючи формули (3.180), (2.182) у (2.183), знаходимо момент інерції гнучкого секційного шнека:

$$J_{ш} = \frac{k_c \cdot \left(n_{ec} \cdot \rho_1 \cdot h \cdot (R - r) \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (R + r)^2 + p_\kappa^2} \cdot (R^2 - r^2) + \pi \cdot \rho_2 \cdot L \cdot (R_1^2 - r_1^2)^2 \right)}{2}. \quad (2.186)$$

Підставляючи відповідні складові у формули (2.165) і (2.166), знаходимо 9 варіантів для визначення моменту інерції шнекової частини з вантажем, що представлено в таблиці 2.2. Ці моменти інерції шнекової частини з вантажем можна використовувати при різних розрахунках ГТТМ, зокрема при їх пуску у завантаженому стані.

Таблиця 2.2

Визначення моменту інерції шнекової частини з вантажем

Тип шнека	Тихохідний
Гнучкий суцільний	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \frac{p_\kappa^2}{16\pi^2} + \frac{n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2)}{2}$
Жорсткий	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \frac{p_\kappa^2}{16\pi^2} + \frac{n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2) + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2}{2}$
Гнучкий секційний	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \frac{p^2}{16\pi^2} + \frac{k_c \left(n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2) + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2 \right)}{2}$
Тип шнека	Високошвидкісний
Гнучкий суцільний	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \left(\frac{p_\kappa^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128} \right) + \frac{n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2)}{2}$
Жорсткий	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \left(\frac{p_\kappa^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128} \right) +$ $(n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2) + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2) / 2$
Гнучкий секційний	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \left(\frac{p_\kappa^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128} \right) +$ $(k_c \left(n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2) + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2 \right)) / 2$
Тип шнека	Середньошвидкісний
Гнучкий суцільний	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \left(\frac{1}{4} \left(\frac{k_\theta p_\kappa}{2\pi^2} \right)^2 + \frac{D^2 k_m^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128} (1 - k_\theta) \right) +$ $(n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2)) / 2$
Жорсткий	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \left(\frac{1}{4} \left(\frac{k_\theta p_\kappa}{2\pi^2} \right)^2 + \frac{D^2 k_m^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128} (1 - k_\theta) \right) +$ $(n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2) + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2) / 2$
Гнучкий секційний	$J_{po} = \pi D^2 L \varphi_3 \rho \left(\frac{1}{4} \left(\frac{k_\theta p_\kappa}{2\pi^2} \right)^2 + \frac{D^2 k_m^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi_3})^2}{128} (1 - k_\theta) \right) +$ $(k_c \left(n_{ec} \rho_1 h (R-r) \sqrt{\pi^2 (R+r)^2 + p_\kappa^2} (R^2 - r^2) + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2 \right)) / 2$

2.8. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу в гвинтовому конічному змішувачі

Для підвищення якості змішування сипких матеріалів і зменшення габаритів змішувачів досить часто використовують конструкції, які забезпечують складний рух матеріалів, що змішуються [40]. Для здійснення цього процесу розроблено гвинтовий конічний змішувач (рис. 2.35) [40], який виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко закріплена циліндрична труба 2 під кутом до горизонту, в середині якої встановлено гвинтовий робочий орган у вигляді конічного вала 3 до якого жорстко приведена гвинтова спіраль 4 конічної форми зі збільшеним зовнішнім діаметром і кроком до кінця виходу матеріалу. Конічний вал 3 збільшеного діаметра в напрямку виходу матеріалу з правого кінця якого виконано у вигляді сферичного шарніра 5, який є у взаємодії з підвісною опорою 6, яка жорстко закріплена до внутрішньої поверхні транспортної циліндричної труби 2 з правого кінця. Збільшення міжвиткового простору по довжині виходу матеріалу сприяє зменшенню зусилля їх транспортування змішаних сипких матеріалів.

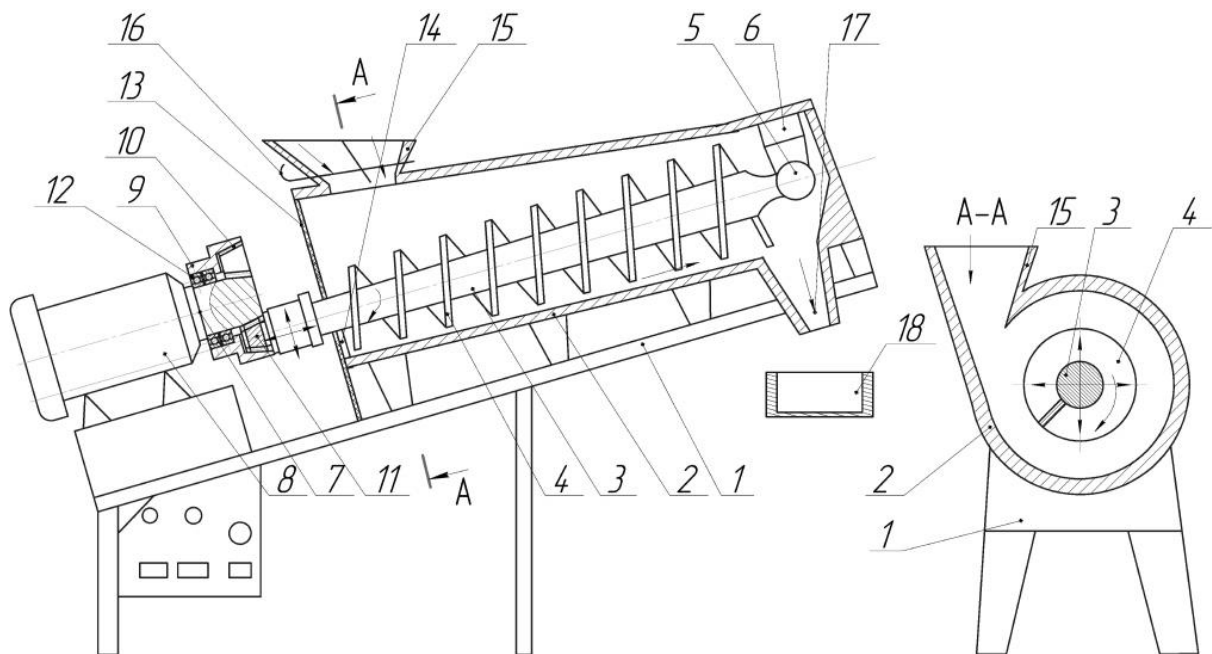


Рис. 2.35. Конструкція гвинтового конічного змішувача

До вала 7 електродвигуна 8 закріплено сателітне зубчате колесо 9 з можливістю кругового провертання з внутрішнім зубчатим зчепленням 10, яке є у взаємодії з конічною шестернею 11, яка жорстко закріплена на лівому кінці конічного вала 3, а з другої сторони конічна шестерня 11 є у взаємодії з зубами співвісної шестерні 12, яка жорстко закріплена до вала електродвигуна. З лівого торця циліндричної труби 2 знизу жорстко встановлено підпружинений обмежувач 13 обсіпання сипкого матеріалу в ліву сторону з транспортної труби, причому верхній радіус 14 обмежувача 13 знаходиться нижче нижньої мертвої точки вала 3. З лівого кінця труби 2 зверху встановлено бункер 15 з шибером 16 для подачі сипких змішувальних матеріалів, а під вихідним патрубком 17 встановлена ємність 18 для збору змішувального матеріалу.

Робота гвинтового конічного змішувача здійснюється наступним чином. Два змішувальні матеріали засипають в бункер 15 при закритому шибері 16 з пульта керування 19 включають змішувач. Відкривають шибер 16 і подають сипкі матеріали в необхідних пропорціях і за допомогою гвинтового робочого органу здійснюється процес змішування, який є якіснішим ніж звичайний.

Переміщення вантажу в запропонованому пристрої (рис. 2.35) можна розглядати як сукупність чотирьох рухів чотирьох ланок системи, що представлена на рис. 2.36.

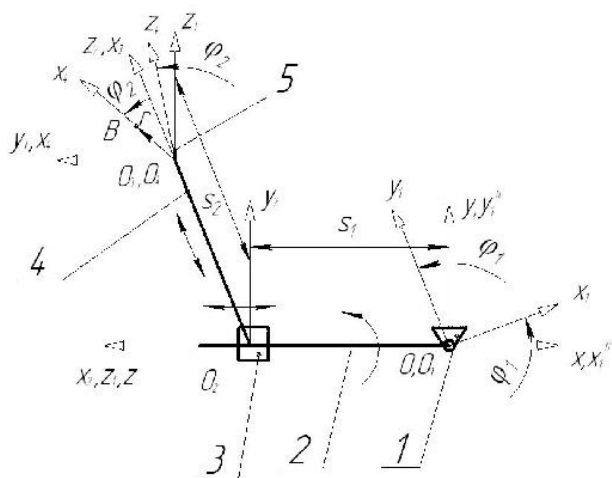


Рис. 2.36. Розрахункова схема траєкторії переміщення сипкого вантажу у гвинтовому конічному змішувачі

При цьому, дана система характеризується такими рухами: обертання ланки 2 відносно основи 1, вертикальний прямолінійний рух ланки 3 по ланці 2, горизонтальний прямолінійний рух ланки 4 через ланку 3, обертовий рух ланки 5 відносно ланки 4. Введемо наступні системи координат: $Oxyz$ – пов’язана з основою, $O_1x_1y_1z_1$ – пов’язана з ланкою 2. У початковому положенні система координат $O_1x_1y_1z_1$ збігається з $Oxyz$ ($Ox_1^0y_1^0z_1^0$). На ланці 3 введемо систему координат $O_2x_2y_2z_2$, на ланці 4 – систему координат $O_3x_3y_3z_3$, а на ланці 5 – систему координат $O_4x_4y_4z_4$. Введемо наступні змінні координати: φ_1 - кут повороту ланки 2, $S_1 = O_1O_2$ - переміщення ланки 3, $S_2 = O_2O_3$ - переміщення ланки 4, φ_2 - кут повороту ланки 5. Координати точки B в системі координат $O_4x_4y_4z_4$ описується чотири-координатним вектором:

$$\vec{r} = (x_{B4}; y_{B4}; z_{B4}; 1)^T. \quad (2.187)$$

Для визначення координати точки B в системі координат $Oxyz$ скористаємось залежністю:

$$\vec{r}_B = \vec{C} \cdot \vec{r}, \quad (2.188)$$

де \vec{C} - результуюча матриця переходу 4×4 .

$$\vec{C} = \vec{D}_1 \cdot \vec{D}_2 \cdot \vec{D}_3 \cdot \vec{D}_4, \quad (2.189)$$

де $\vec{D}_1, \vec{D}_2, \vec{D}_3, \vec{D}_4$ - матриці переходу між сусідніми координатами.

Матриці переходу між сусідніми координатами представляємо згідно рисунка 2 наступним чином:

$$\vec{D}_1 = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad \vec{D}_2 = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & S_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad (2.190)$$

$$\vec{D}_3 = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & S_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad \vec{D}_4 = \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 & 0 & \sin \varphi_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & 0 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.191)$$

Тоді, підставляючи вирази (2.187), (2.190), (2.191) у рівняння (2.188), враховуючи (2.189), знаходимо:

$$\vec{r}_B = \begin{pmatrix} (-\sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2 - \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2)r - \sin \varphi_1 \cdot S_2 \\ (-\sin \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2)r + \cos \varphi_1 \cdot S_2 \\ S_1 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (2.192)$$

У нашому випадку:

$$\varphi_1 = \omega_1 \cdot t; \quad \varphi_2 = \omega_2 \cdot t, \quad (2.193)$$

де ω_1 - частота обертання ланки 2; ω_2 - частота обертання ланки 5; t - час.

Переміщення ланок 3 і 4 визначаємо наступним чином:

$$S_1 = V_1 \cdot t; \quad (2.194)$$

$$S_2 = V_2 \cdot t, \quad (2.195)$$

де V_1 - швидкість пересування ланки 3; V_2 - швидкість пересування ланки 4.

Швидкість пересування ланки 3:

$$V_1 = \frac{\omega_2 p_k}{2\pi}, \quad (2.196)$$

де p_k - крок розміщення витків.

Швидкість пересування ланки 4:

$$V_2 = V_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1, \quad (2.197)$$

де α_1 - найбільший кут ексцентриситету гвинтового робочого органу:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\varepsilon_{\max}}{L}, \quad (2.198)$$

де ε_{\max} - найбільший ексцентриситет приводу; L - довжина робочого органу змішувача.

У випадку застосування у приводі конвеєра зачеплення «зубчаста кінчна шестерня - кінчне колесо», рівняння траєкторії руху вантажу можна записати у параметричній формі, враховуючи рівняння (2.191 – 2.197):

$$\vec{r}_B = \begin{bmatrix} (-\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) - \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)) \cdot r - \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \frac{\omega_2 \cdot p_k \cdot \text{tg}\alpha_1 t}{2\pi} \\ (-\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) + \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t)) \cdot r + \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \frac{\omega_2 \cdot p_k \cdot \text{tg}\alpha_1 t}{2\pi} \\ \frac{\omega_2 \cdot p_k \cdot t}{2\pi} \\ 1 \end{bmatrix} \cdot (2.199)$$

На основі одержаного рівняння (2.199) побудовано траєкторію переміщення вантажу, що зображено на рис. 2.37. Параметр t визначено на проміжку $0 \leq t \leq \frac{2\pi L}{\omega_2 p_k}$.

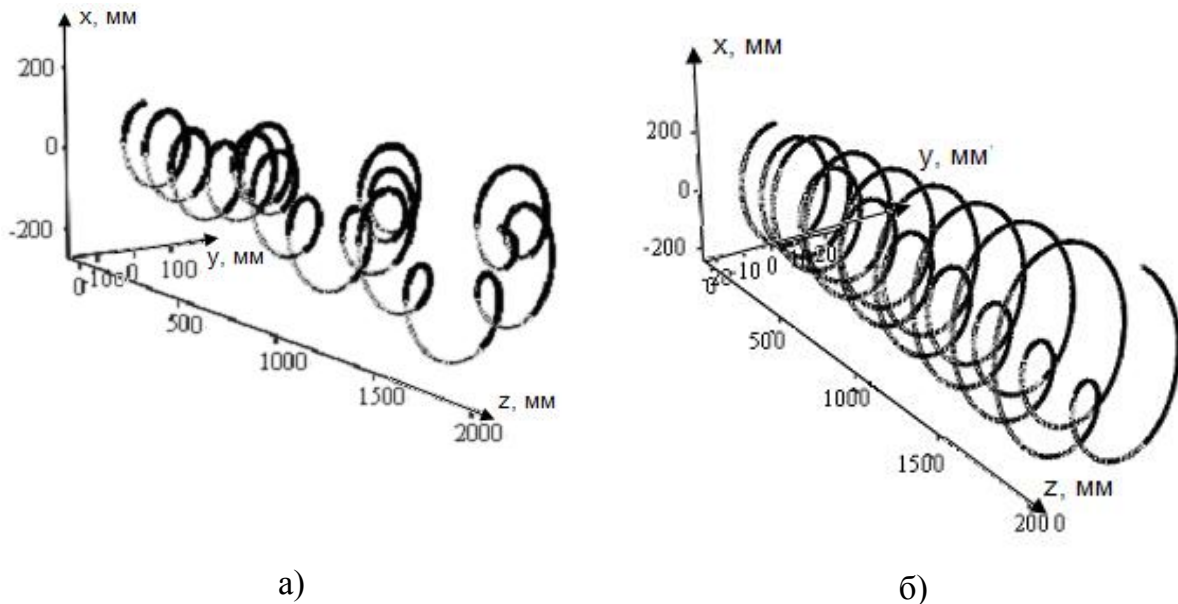


Рис. 2.37. Траєкторія руху вантажу у швидкісному гвинтовому кінчному змішувачі: а) $\omega_1 < \omega_2$; б) $\omega_1 = \omega_2$

Провівши диференціювання рівнянь (2.199) можна визначити швидкість (2.194) і прискорення (2.195) вантажу:

$$\dot{r}_B = \left[\begin{array}{l} (-\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2) - \\ - \frac{\omega_2 \cdot p_\kappa \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}{2\pi} \cdot (\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1 \cdot t + \sin(\omega_1 \cdot t)) \\ (-\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2) + \\ + \frac{\omega_2 \cdot p_\kappa \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}{2\pi} \cdot (\cos(\omega_1 \cdot t) - \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1 \cdot t) \\ \frac{\omega_2 \cdot p_\kappa}{2\pi} \end{array} \right]; \quad (2.200)$$

$$\ddot{r}_B = \left[\begin{array}{l} (\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2)^2 + \\ + \frac{\omega_2 \cdot p_\kappa \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}{2\pi} \cdot (\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1^2 \cdot t - 2 \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1) \\ (\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2)^2 - \\ - \frac{\omega_2 \cdot p_\kappa \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}{2\pi} \cdot (\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1^2 \cdot t + 2 \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1) \\ 0 \end{array} \right]. \quad (2.201)$$

Підставивши відповідні значення в рівняння (2.200) і (2.201) визначено швидкість (рис. 2.38) і прискорення (рис. 2.39) вантажу в змішувачі. Отримані параметричні рівняння та графіки траєкторії руху вантажу дозволяють визначити інтенсивність переміщення матеріалів на стадії проектування конічного змішувача.

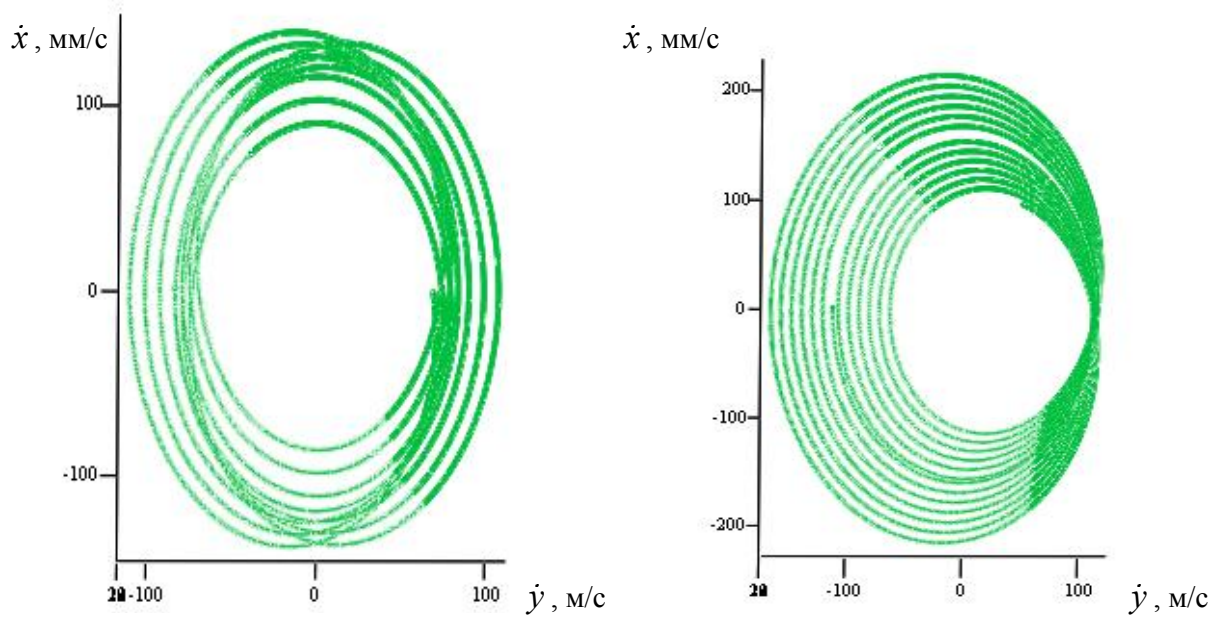


Рис. 2.38. Графік швидкості руху вантажу у швидкісному гвинтовому еліптичному змішувачі: а) $\omega_1 < \omega_2$; б) $\omega_1 = \omega_2$.

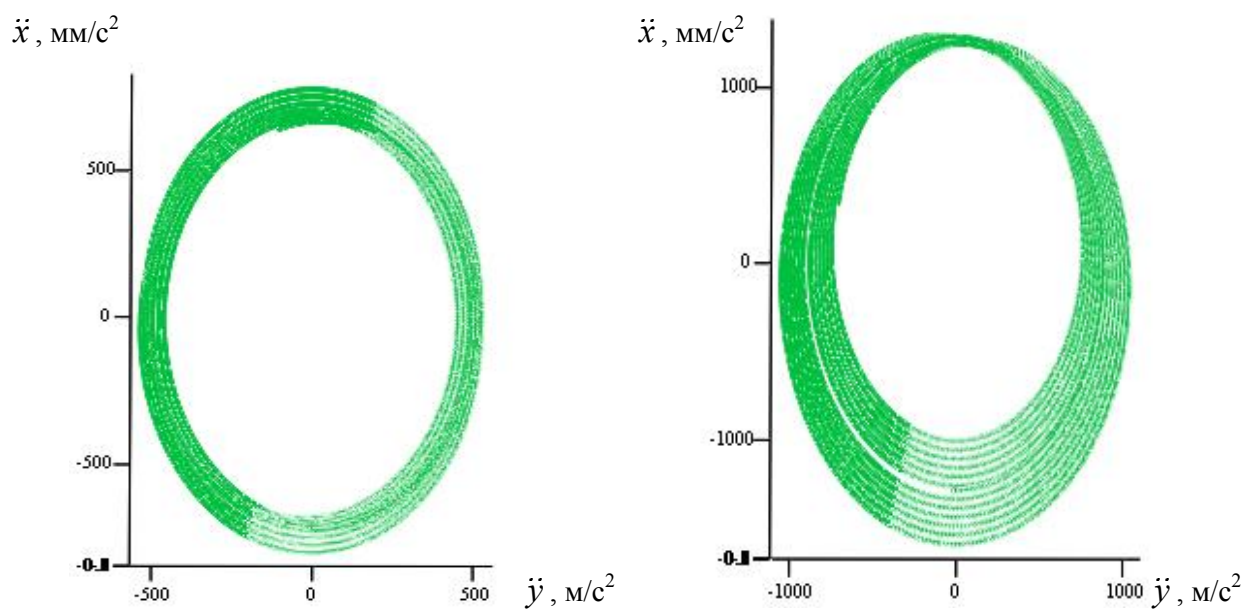


Рис. 2.39. Графік прискорення руху вантажу у швидкісному гвинтовому конічному змішувачі: а) $\omega_1 < \omega_2$; б) $\omega_1 = \omega_2$.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН ТА ЇХ ПРИВОДІВ

3.1. Інструментарій для проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортно-технологічних механізмів і їх приводів

Для проведення експериментальних досліджень з метою підтвердження результатів теоретичних досліджень і уточнення відповідних параметрів ГТТМ було спроектовано та виготовлено ряд експериментальних установок і стендів [35]. Вони застосовувались для дослідження конструктивних і експлуатаційних чинників (жорсткості ГРО, точності і надійності вмикання ЗМ, процесів транспортування та змішування сипких матеріалів, продуктивності тощо) розроблених ГТТМ і ЗМ. Для покращення точності та зручності проведення дослідів у кінематичні ланцюги стендів вмонтовувався автоматизований електропривід, який включає трьохфазний асинхронний електродвигун, що керується перетворювачем частоти (ALTINAR-71) (ПЧ) з ПК за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 (рис. 3.1) [50]. Завдяки цій програмі в автоматизованому режимі у ПК здійснювався вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводився його запуск. При керуванні роботи двигуна була можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1480 об/хв., що дозволяло виконувати дослідження статичних і динамічних процесів. Крім того, існувала можливість включення реверсу вала двигуна. Значення частоти обертання вала двигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксуються за допомогою давача типу E40S6-10Z4-6L-5, який підключено до ротора двигуна і ПЧ. Дані про витрати енергії і величини обертальних моментів на валу електропривода, в залежності від навантаження, в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей, відображаються на моніторі ПК.

Робочий термінал перетворювача частоти дозволяв відображати його характеристики, електричні величини, робочі параметри і несправності;

змінювати настройки і конфігурацію ПЧ; керувати перетворювачем в локальному режимі за допомогою клавіатури після підключення до комп'ютера; зберігати і відновлювати конфігурацію в енергонезалежній пам'яті терміналу. ПЧ забезпечував три режими роботи: транспортування, загальний режим чи режим із змінним моментом.



Рис. 3.1. Загальний вигляд автоматизованого електроприводу для дослідження механічних систем з перетворювачем частоти і персональним комп'ютером

Програмне забезпечення PowerSuite версії 2.3.0 [50] дозволяє:

- вибрати тип пристрою, його схемну конфігурацію і ввести параметри двигуна;
- змінити налаштування параметрів (в т.ч. не маючи доступу до пристрою);
- перепризначити і сконфігурувати входи і виходи;
- переглянути та роздрукувати список параметрів, їх можливих і вибраних значень, а також значень за умовчанням;
- зберегти необмежену кількість конфігурацій параметрів на диску у вигляді файлу;
- передати налаштування в пристрій або отримати інформацію про поточні настройки від пристрою;
- управляти пристроєм від ПК за допомогою віртуальних кнопок, аналогічних кнопок на робочому терміналі;

- візуалізувати внутрішні змінні сигнали за допомогою віртуальних вимірювальних приладів або віртуального осцилографа;
- експортувати список налаштувань в інші програми;
- конвертувати файли налаштувань попередніх версій PowerSuite.

Панель управління (рис. 3.2) призначена для управління ПЧ в режимі Connected, а також для імітації управління в режимі Simulated. Після активізації панелі (перемикач Command) вона дозволяє задавати напрямок обертання (перемикач Rotation) і частоту (Frequency reference); давати команди Пуск (кнопка Test run) і Стоп (кнопка Test stop).

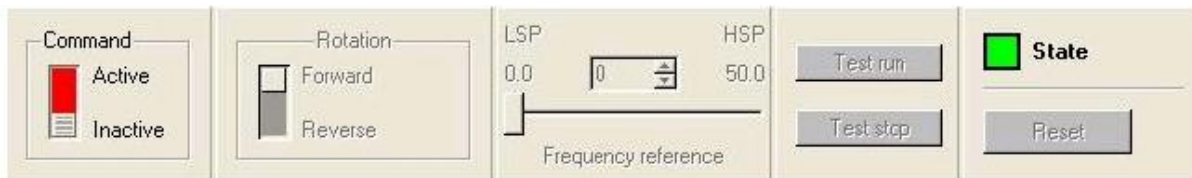


Рис. 3.2. Панель управління двигуном

Віртуальний осцилограф призначений для відображення станів ПЧ і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області. Вікно осцилографа викликається з вікна конфігурації кнопкою Score і воно фактично є одним з видів вікна конфігурації (рис. 3.3).

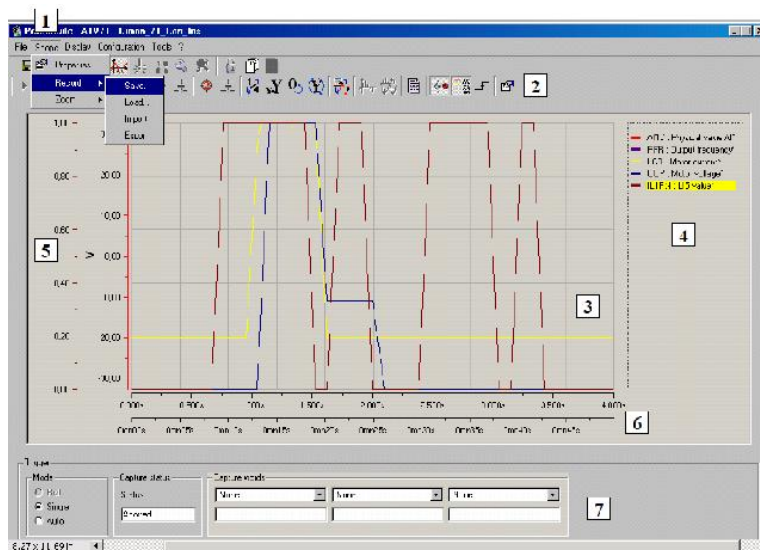


Рис. 3.3. Вікно осцилографа

При його відкритті в головному меню з'являється меню Score (1) і однойменна панель інструментів (2). У полі осцилографа (3) в осях X (6) і Y (5) будуються графіки. При бажанні в полі осцилографа можна вивести легенду (4). Легенда відображає зв'язок між сигналами, виведеними на осцилографі, їх назвами і кольоровим маркуванням. На панелі тригера (7) задаються режими роботи осцилографа, відображається стан осцилографа.

Осцилограф має два типи вимірювань, які можна вибрати у вікні Mode опція Score type: 1 вимір швидко мінливих в часі сигналів - Score type = Fast score (швидкий осцилограф); 2 вимір повільно мінливих в часі сигналів - Score type = Slow score (повільний осцилограф). Відмінності між ними полягають у наступному. Під час вимірювання в режимі Slow score осцилограф в режимі реального часу здійснює висновок вимірюваних (прийнятих від перетворювача) даних на екран. При цьому період часу між вимірюваннями великий (достатній для того, щоб встигнути здійснити обмін даними). У режимі Fast score дані спочатку записуються в пам'ять перетворювача, а потім передаються для відображення. Так само в групі параметрів Mode вибирається тип відображення сигналу в функції часу (Display type = Time) або залежність одного сигналу від іншого (Display type = XY).

Налаштування розгортки осцилографа здійснюється у групі параметрів Sampling. Для повільних процесів (Score type = Slow score) задається: для режиму Sampling rate кількість точок (Nber of points) і відстань в часі між ними (Sampling rate); для режиму Time by division кількість точок (Nber of points) і ціну поділки (Time by division). Кількість точок для повільних процесів може бути вибрано в межах 10 ... 1000, крок за часом 0,1 ... 100 с. Установки для вимірювання швидких процесів (напр. пуско-гальмівні режими) аналогічні. Крок часу вибирається в межах 0,001 ... 1 с. Максимальна кількість вимірювань (точок), яке може бути записано в пам'ять перетворювача, становить 4000. Максимальна кількість вимірюваних сигналів у Score може бути не більше 4, тому при знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2 - 2000, 4 - 1000.

3.2. Стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування сипких вантажів гвинтовими конвеєрами

При дослідженні продуктивності транспортування сипких вантажів ГК використовувались спеціальні стенди, прилади та інструменти для заміру конструктивних, кінематичних, силових і технологічних параметрів [35], що дозволило вдосконалювати конструкції ГК і їх ГРО та встановлювати раціональні параметри роботи ГК.

Для проведення експериментальних досліджень продуктивності жорсткого ГК з гофрованим робочим органом використовувався стенд [78], загальний вигляд якого зображено на рис. 3.4. Він (рис. 3.5) виконаний у вигляді рами 1, на якій жорстко встановлено кожух 2, електродвигун 3 із муфтою 4, вал 5, на якому закріплено гофрований робочий орган 6 (рис. 3.6). Гофрований ГРО 6 має впадини гофр 7 та виступи 9. Зверху кожуха 2 у його нижній частині закріплено бункер 11 із шибером 12, через який подається транспортований матеріал 8, що переміщується у зону вивантаження 14, де і проходить його вихід через вивантажувальне вікно 10. Електродвигун 3 під'єднано через ПЧ до ПК (параграф 3.1), з якого можна забезпечувати його пуск при заданій частоті обертання.



Рис. 3.4. Загальний вигляд жорсткого ГК

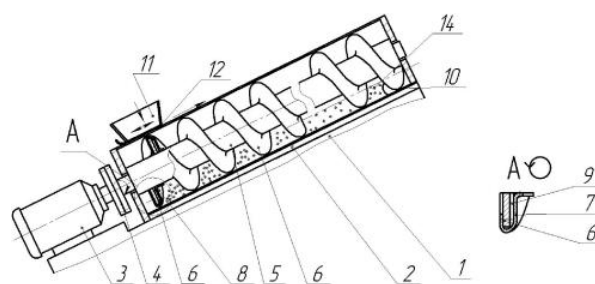


Рис. 3.5. Схема жорсткого ГК



Рис. 3.6. Гофрований ГРО

Для дослідження продуктивності транспортування сипких вантажів гнучкими ГК використовувався стенд [47], який виконано у вигляді шнекового пневмо-механічного транспортера. Схема стенду зображена на рис. 3.7, а його загальний вигляд подано на рис. 3.8.

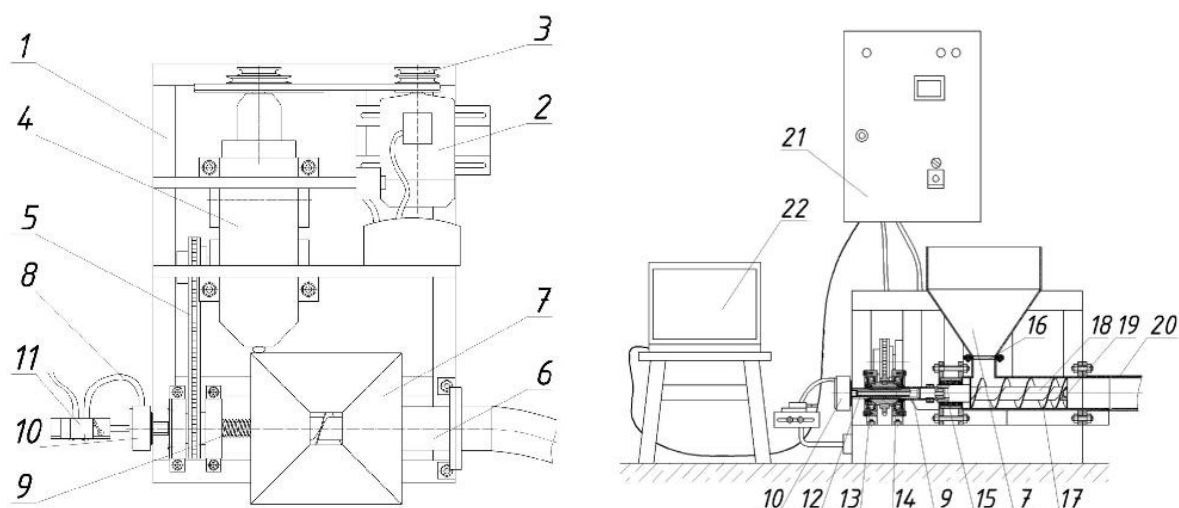


Рис. 3.7. Схема стенду для дослідження процесу транспортування сипких вантажів гвинтовим механічним та шнеково-пневматичним транспортером



Рис. 3.8. Загальний вигляд стенду для дослідження процесу транспортування матеріалів гвинтовим механічним та шнеково-пневматичним транспортером

Установка (рис. 3.7) складається з рами 1, на якій розташовано трьохфазний асинхронний електродвигун (АИР90L4УЗ) 2, що передає обертальний момент за допомогою клинопасової передачі 3 до редуктора 4, і далі через ланцюгову передачу 5 до транспортера 6 з розташованим у ньому гвинтовим живильником 18, до якого, при потребі, може приєднуватись ГРО 17. До електродвигуна 2 під'єднано ПЧ (ALTIVAR 71) 21, яким через ПК 22 здійснюється керування роботи двигуна. Також транспортер містить пневмосистему 8, під'єднану за допомогою обертового пневмопереходу до центрального отвору 12, який виконано у шліцьовому валу 13 гвинтового живильника 18. Причому шліцьовий вал 13 гвинтового живильника 18 встановлений з можливістю кругового переміщення в підшипникових опорах 14 і підтиснутий пружиною стиснення 9, а через обертовий пневмоперехід 10 зв'язаний з пневморозподільником 11 пневмосистеми 8. При цьому шліцьовий вал 13 живильника 18 встановлений з можливістю осьового переміщення за допомогою кулькового шліцьового з'єднання. Під бункером 7 розміщено механічну заслінку 16 з допомогою якої регулюють подачу матеріалу.

Експериментальна установка може працювати у режимі шнекового механічного та шнекового пневмо-механічного транспортера в залежності від необхідності проведення досліджень. У першому випадку сипкий матеріал через бункер 7 потрапляє в корпус транспортера 6 на шнек 17, яким і здійснюється його транспортування. Дослідження продуктивності ГК в залежності від заповнення магістралі 20 і радіуса її кривизни можна визначати при плавному та різкому пуску, реверсуванні та зміні частоти обертання в автоматизованому режимі за допомогою ПЧ 21 та ПК 22.

У другому випадку сипкий матеріал через бункер 7 потрапляє в корпус транспортера 6 на гвинтовий живильник 18, який приводиться в рух через механічні передачі від двигуна 2, керування яким здійснюється з ПК. При виникненні перевантаження, яке зумовлено накопиченням певної дози сипкого матеріалу в робочій камері корпуса транспортера 6, гвинтовий живильник 18 за рахунок спіральної поверхні зміщується в осьовому протилежному напрямку

транспортування сипкого матеріалу за допомогою кулькового шліцевого з'єднання, стискаючи пружину 9. Далі обертовий пневмоперехід 10 взаємодіє з пневморозподільником 11, який впускає повітря високого тиску з пневмосистеми 8. Повітря потрапляє в центральний отвір 12 шліцевого вала 13 гвинтового живильника 18, і через сопло 19 спричиняє розрідження сипкого матеріалу і його подальше транспортування по транспортній магістралі 20. При переміщенні матеріалу зменшується осьовий тиск на гвинтовий живильник і відбувається вимкнення пневморозподільника 11, що, в свою чергу, перекриває доступ повітря з пневмосистеми 8. Продуктивність транспортера при різних коефіцієнтах заповнення магістралі 20 та частотах обертання живильника 18 визначається в частково автоматизованому режимі.

Також для проведення досліджень продуктивності транспортування сипких вантажів гнучкими ГК використовувались дослідні стенди, виконані у вигляді гнучких ГК з вивантажувальною магістраллю (рис. 3.9.а) та з завантажувальною і вивантажувальною магістралями та пересипним корпусом (рис. 3.9.б) [58]. Дослідження проводились для гофрованих (рис. 3.6) і секційних (рис. 3.10) ГРО.

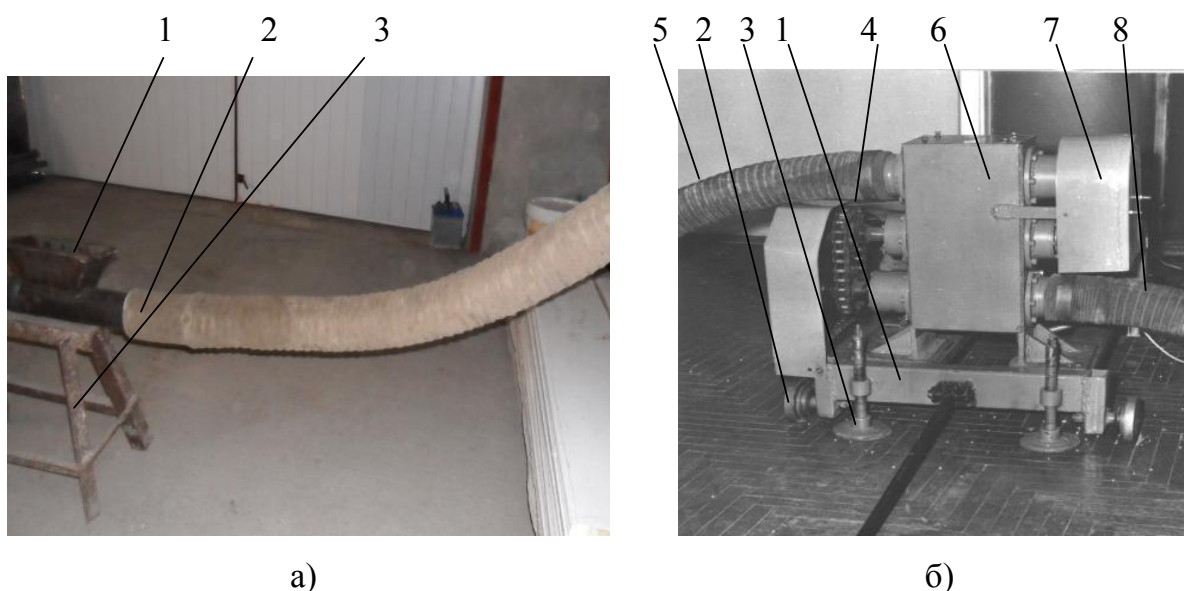


Рис. 3.9. Стенди для дослідження процесів транспортування сипких матеріалів гнучкими ГК: а) з вивантажувальною магістраллю; б) з завантажувальною і вивантажувальною магістралями та пересипним корпусом

У гнучкому ГК з вивантажувальною магістраллю (рис. 3.9.а) сипкий матеріал через бункер 1 потрапляє в корпус транспортера 2 на шнек, яким і здійснюється його транспортування. Обертальний рух шнек отримує через механічні передачі від електродвигуна, керування яким здійснюється з ПК через ПЧ (параграф 3.1). Шнек з двигуном закріплено на рамі 3. ГРО в установці можна досліджувати різної конфігурації. При цьому продуктивність ГК можна визначати при різних коефіцієнтах заповнення магістралі 2 різними сипкими матеріалами, частотах обертання шнека та радіусі кривизни магістралі.

Експериментальна установка гнучкого ГК (рис. 3.9.б) з завантажувальною і вивантажувальною магістралями та пересипним корпусом складається з рами 1, що пересувається на опорних колесах 2 і фіксується в нерухомому положенні опорами 3. На рамі розташовується пересипний корпус 6, у який входять завантажувальна магістраль з гнучким ГРО 5 та вивантажувальна магістраль з гнучким ГРО 8, а також елементи приводів шнеків 4 та їх захисні кожухи 7. Магістралі з ГРО приводяться в рух електродвигуном, керування яким здійснюється з ПК через ПЧ. Матеріал через завантажувальну насадку потрапляє до завантажувальної магістралі 5, далі транспортується в корпус 6 і під дією гравітаційного поля зсипається та потрапляє у вивантажувальну магістраль 8, що здійснює його транспортування. При цьому продуктивність ГК можна визначати для різних сипких матеріалів при різних коефіцієнтах заповнення магістралей 5 і 8, різних діаметрах і конструктивних виконаннях гнучких ГРО, а також частотах їх обертання та радіусах кривизни магістралей при плавному та різкому пуску, реверсуванні та моделюванні різноманітних навантажень в автоматизованому режимі за допомогою ПЧ та ПК (параграф 3.1).



Рис. 3.10. Секційні ГРО з: а) шарнірним з'єднанням; б) запобіжним з'єднанням

3.3. Експериментальне устаткування для дослідження процесів змішування сипких матеріалів гвинтовими змішувачами

Для проведення експериментальних досліджень процесів змішування сипких матеріалів гвинтовими механізмами було розроблено ГЗ (рис. 3.11).

Шнековий транспортер-змішувач [17, 35] (рис. 3.11.а та рис. 3.12.б) виконаний у вигляді завантажувальної 1 та розвантажувальної 2 спіралей, які закріплені на валах 3 і 11, що приводяться в дію електродвигунами 9 і 18. Спіралі закріплені на кожухах 4 та 12 завантажувальної і розвантажувальної віток з можливістю обертання на підшипниках 10. Завантажувальні і розвантажувальні вітки є ідентичними і виконані у вигляді самостійних вузлів з індивідуальними приводами. Для завантаження компонентів суміші у завантажувальному кожуху 4 передбачено отвір. В розвантажувальному кожуху 12 отвір передбачено знизу для вільного просипання суміші. Обидві вітки кріпляться до фланців 5 і 15, які в свого чергу можуть обертатись навколо осі вертикальної труби 14. Труба прикріплена до вертикальної колони 17, яка і є основою агрегату. Поворотні механізми 7 та 16 призначені для повороту завантажувальної та розвантажувальної секцій на певний кут, який визначається необхідністю подачі змішаної суміші. Фіксування завантажувальної розвантажувальної віток в заданому положенні здійснюється механізмами стопоріння.

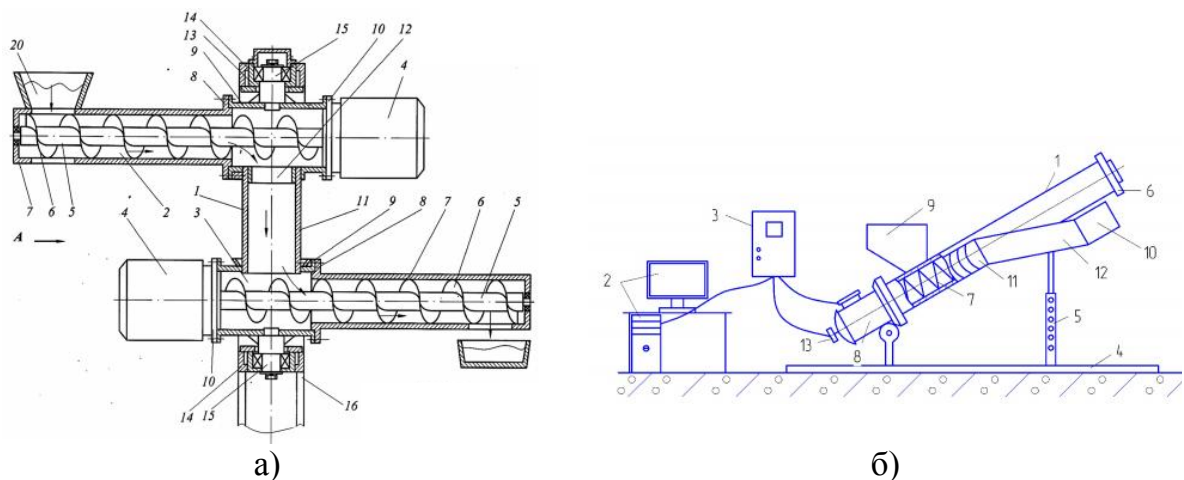


Рис. 3.11. Гвинтові змішувачі:

а) транспортер – змішувач; б) змішувач з пересипом

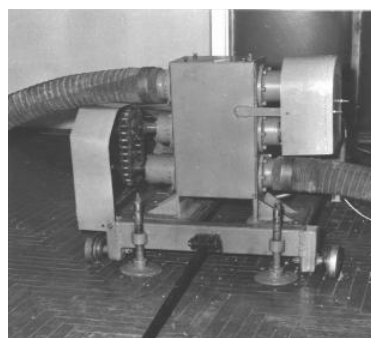
Його робота здійснюється наступним чином. В завантажувальну вітку з бункером подають компоненти суміші сипкого матеріалу, які змішуючись транспортуються вздовж кожуха за допомогою гвинтової спіралі 3 і попадаючи до фланця 6 просипаються через отвір у вертикальну трубу 8, з якої потрапляють у вивантажувальну вітку, де змішуючись транспортуються гвинтовою спіраллю 2 до вивантажувального отвору кожуха.

Також у якості гвинтового транспортера-змішувача для дослідження стрічкових шнеків використовувалась установка, зображена на рис. 3.12.а.

З метою проведення експериментальних досліджень визначення якості та ефективності змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом [33] було спроектовано та виготовлено дослідну установку (рис. 3.11.б та рис. 3.12.в). З її допомогою були проведені експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання з отриманням відповідних даних у ПК.



а)



б)



в)



г)

Рис. 3.12. Загальний вигляд гвинтових змішувачів:
а), б) транспортери – змішувачі; в) змішувач з пересипом; г) наповнення мірного посуду змішаним сипким матеріалом у змішувачі з пересипом

Конструкція дослідної установки (рис. 3.11.б, 3.12.в) включає ГЗ 1, який приводиться в рух з ПК 2 через ПК (серії Altivar) 3. ГЗ з пересипом складається з рами 4, на якій з можливістю осьового повертання і зміни кута нахилу відносно горизонту завдяки опорі 5 розташовано корпус 6, в якому знаходиться ГРО 7, що приводиться в рух трьохфазним асинхронним електродвигуном (АИР90L4УЗ) 8. У корпусі 5 закріплено бункер 9 та вивантажувальний 10 і завантажувальний 11 отвори – виходи, в які встановлено пересипний патрубок 12. На двигуні 8 закріплено давач частоти обертання вала двигуна (E40S6-10Z4-6L-5) 13. Завдяки програмі PowerSuite [50] здійснюється вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і напрям його обертання. Частота обертання задається у вигляді кратних чисел 1, 2, 3, 4, 5 Гц, що відповідає відповідній швидкості обертання ГРО.

При експерименті з ПК 2 подається необхідна інформація на перетворювач частоти 3, який приводить у рух електродвигун 8, що обертає ГРО 7 у потрібному напрямку. Змішувані матеріали дозовано подаються у бункер 9, далі потрапляють в корпус 6 у зону обертання ГРО 7 і перемішуючись транспортуються до вивантажувального отвору – виходу 10, з якого потрапляють до пересипного патрубку 12, де під дією гравітаційної сили зсипаються у завантажувальний отвір – вихід 11, і, відповідно, з нього знову ж попадають у зону транспортування ГРО 7. Таким чином змішувані матеріали проходять циклічне змішування механічною дією шнека і силою гравітації. Кількість циклів (тривалість одного змішування) для забезпечення повного змішування сумішей визначається експериментально і залежить від реологічних властивостей змішуваних матеріалів, коефіцієнту заповнення гвинтового змішувача та кута нахилу корпусу 6 відносно горизонту. Після здійснення відповідної кількості циклів (визначеного згідно методики експериментальних досліджень часу виконання технологічного процесу змішування) проводиться зупинка установки і виймається пересипний патрубок 12 із завантажувального отвору – виходу 11 та наповнюється мірний посуд змішаним сипким матеріалом (рис. 3.12.г) і проводиться зупинка установки. При цьому визначається якість змішаної суміші з відібраних проб в залежності від частоти обертання ГРО, кута нахилу змішувача та часу виконання процесу.

Для забезпечення якісного процесу змішування декількох компонентів у шнекових змішувачах слід використовувати спеціальні стрічкові шнеки (рис. 313) з величиною зазору між валом та витком [41]: $S = (3...5) \cdot d$ (де d - максимальний діаметр змішувальних зерен компоненту) і довжиною робочої частини L у межах: $(7...12) \cdot p$ (де p – крок ГРО).

Якість змішування компонентів суміші оцінюється за вмістом ключового компонента, а усю суміш умовно поділяють на два компоненти: ключовий і умовний, до якого входить решта компонентів [61]. Найбільш вживаним критерієм оцінювання якості суміші є коефіцієнт неоднорідності [61], %:

$$V_c = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2}, \quad (3.1)$$

де \bar{c} - середнє арифметичне значення концентрації головного компонента в усіх n пробах суміші, %; c_i - концентрація головного компонента в i -й пробі суміші, %.

За даними [91] ефективність технологічного процесу змішування оцінюється наступним чином: «відмінно» - при $V_c < 3,0\%$; «добре» - при $3,0\% < V_c < 7,0\%$; «задовільно» - при $7,0\% < V_c < 15,0\%$; «незадовільно» - при $15,0\% < V_c$.

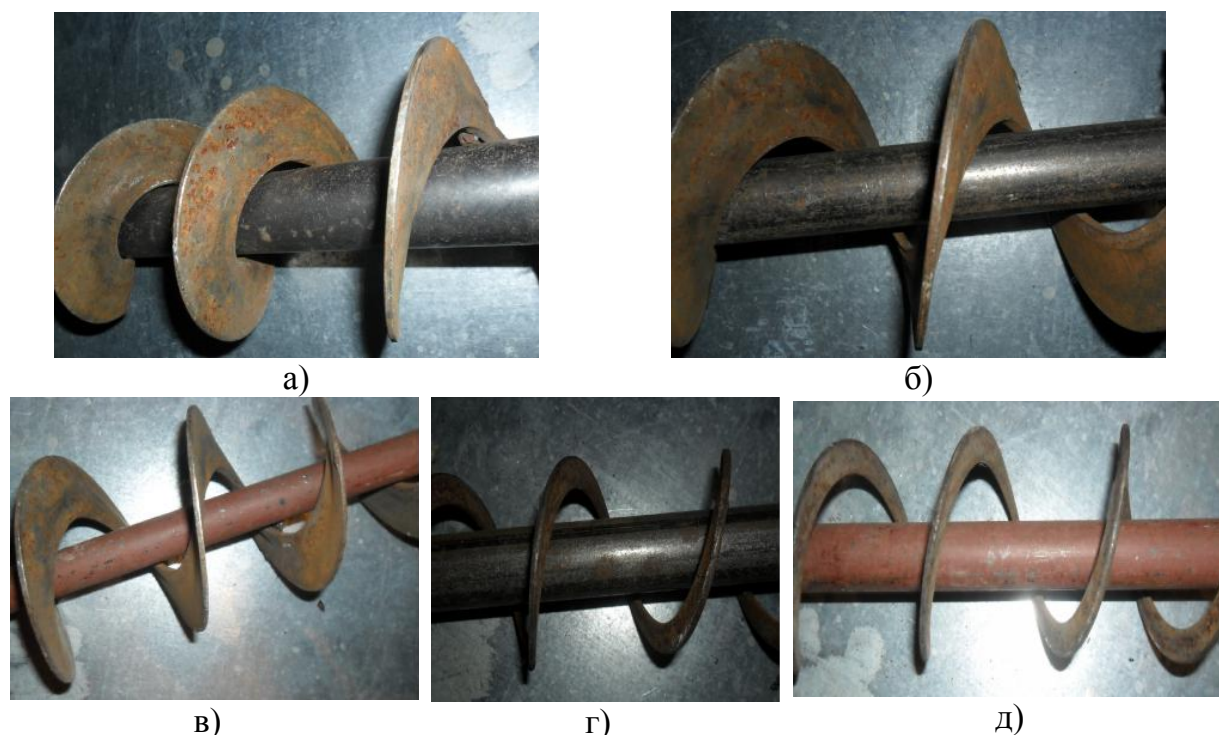
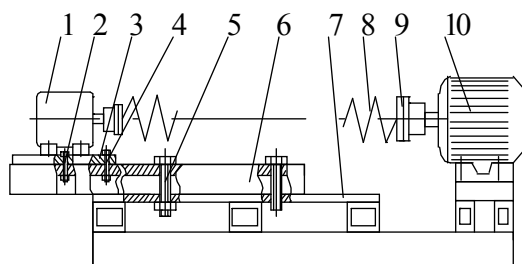


Рис. 3.13. Стрічкові ГРО ГЗ з різною величиною щілини S : а) $S = 6$ мм; б) $S = 11$ мм; в) $S = 16$ мм; г) $S = 26$ мм; д) $S = 36$ мм.

3.4. Стендове обладнання з визначення деформаційно-силових характеристик гвинтових робочих органів

З метою визначення деформаційно-силових характеристик шнеків, впливу радіусу кривини на надійність роботи спіралей, виявлення найбільш небезпечних зон в конструкціях суцільних та секційних ГРО при перевантаженнях, використовувався експериментальний стенд [35], який зображено на рис. 3.14. Він призначений для статичних, динамічних і ресурсних випробувань та порівняльної оцінки конструкцій робочих органів з різними конструктивними параметрами. Стенд складається з рами 7, на якій закріплений генератор (двигун постійного струму 4ПФ112ЛВБ04) 1, на поворотній плиті 3, яка за допомогою пари болтових з'єднань 2 і 4 кріпиться до направляючого швелера 6. Останній закріплений до рами 7, а його фіксація в заданому положенні забезпечується болтовим з'єднанням 5. Також стенд містить трьохфазний асинхронного електродвигун (АИР90Л4У3) 10, який закріплено на пересувній плиті. Досліджуваний гвинтовий робочий орган 8 за допомогою або фланцевих з'єднань, або фланцевого з'єднання і запобіжної муфти 9 встановлений на вихідних валах електродвигунів 1 і 10.



а)



б)

Рис. 3.14. Стенд для дослідження деформаційно-силових характеристик гвинтових спіралей: а) схема; б) загальний вигляд

Дослідження деформаційно-силових характеристик спіралей з використанням стенду проводяться наступним чином. Дослідний об'єкт 8

поміщають на валах генератора 1 і електродвигуна 10 і за допомогою пересувної плити здійснюють необхідне встановлення радіусу кривизни спіралі. У зв'язку із можливістю значного зміщення електродвигуна 10 у поперечному та повздовжньому напрямі на даному стенді можна випробовувати спіралі різноманітної довжини і конфігурацій. Далі проводиться підключення до електромережі ПЧ, ПК (рис. 3.1) та запускається програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar [50]. Частота обертання електродвигуна регулюється в автоматизованому режимі від 0 до 1440 об/хв. і при потребі можна використовувати плавні та різкі пуски й реверсування. Генератор 1 виконує роль гальма і працює з незалежним збудженням для можливості створення необхідного навантаження на дослідному об'єкті. Відповідно зі стабілізатора струм поступає на латр, де проводиться його регулювання ($U = \text{const}$) до необхідної величини ($I = 0 \dots 4\text{A}$), а далі через випрямляч (діодний міст) подається на обмотку збудження статора генератора, чим забезпечується регулювання навантаження генератора [10] і його споживана потужність. Точні дані про частоту обертання на валу двигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксуються за допомогою давача частоти обертання вала двигуна (E40S6-10Z4-6L-5), який підключено до ротора двигуна і ПЧ.

В процесі досліджень на даному стенді для різних типів ГРО з різними конструктивними параметрами виявлялись небезпечні радіуси кривизни і критичні навантаження, які спричиняють їх руйнування, а також визначались їх ресурсні характеристики.

Також для визначення крутильної жорсткості ГРО використовувалась машина розривна моделі КМ-50-1 і стенд для дослідження кута закручування секційних ГРО [35], який складається з корпусу зі стояком, на якому закріплюється ГРО, на вільний кінець якого через певний механізм з нонісною шкалою встановлюється тарувальний важіль, через який піддається навантаженню ГРО, в результаті чого відбувається кутове переміщення при закручуванні шнека, величина якого визначає навантажувальну здатність ГРО.

3.5. Експериментальне обладнання для дослідження запобіжних муфт приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів

Для проведення експериментальних досліджень ЗМ ГТТМ та встановлення їх основних функціонально - експлуатаційних характеристик спроектовано та виготовлено дослідний стенд [35, 47]. З його допомогою в автоматизованому режимі управління проводились експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання та навантаження досліджуваних взірців ЗМ з отриманням даних у ПК. Схема стенду зображена на рис. 3.15, його електрична схема на рис. 3.16 і загальний вигляд на рис. 3.17.

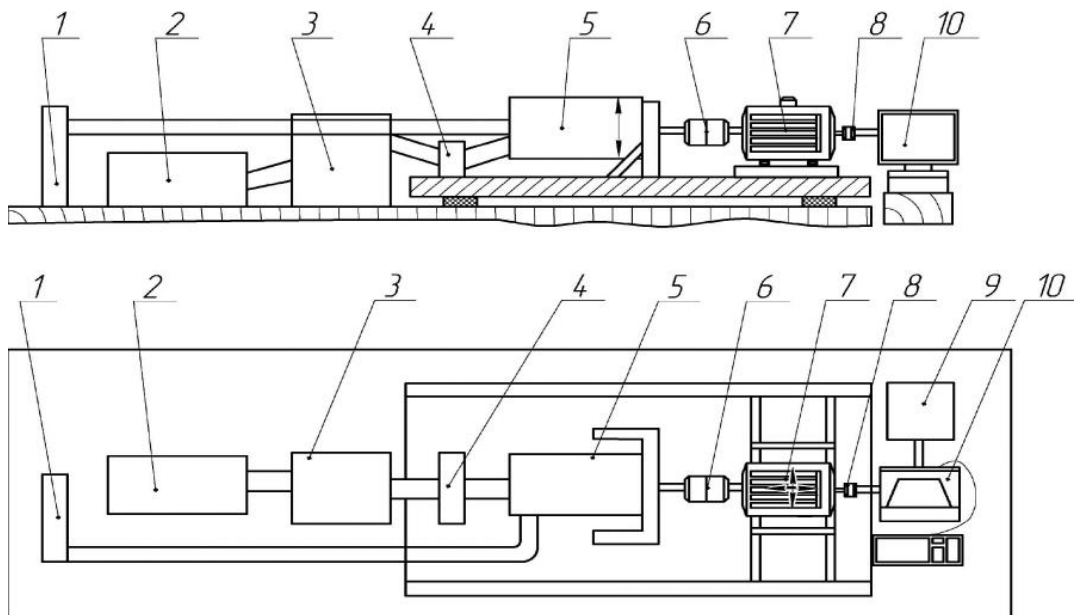


Рис. 3.15. Схема стенду для дослідження ЗМ ГТТМ

Стенд складається із спіралі опору (4 кВт) 1, стабілізатора напруги (Б2-3) 2, латра (Р Н0-250-10) 3, діодного моста (КД203Г - 4 шт.) 4, генератора (двигун постійного струму 4ПФ112ЛВБ04) 5, досліджуваного об'єкта 6, трьохфазного асинхронного електродвигуна (АИР90Л4У3) 7, давача частоти обертання вала двигуна (Е40S6-10Z4-6L-5) 8, перетворювача частоти (ALTIVAR 71) 9, персонального комп'ютера (485 інтерфейс) 10, вольтметрів (Э515) 11 і 14, амперметрів (Э59) 12 і 13 та індикатора умовної напруги на навантаженні (лампа

розжарення 100 Вт). Усі зазначені вузли стенда закріплено стаціонарно, а регулювання необхідного виставлення досліджуваної взірця ЗМ 6 здійснюється лише вертикальним переміщенням генератора 5 та горизонтальним повздовжнім і поперечним переміщенням електродвигуна 7, що знаходяться на пересувних опорах, які, з метою усунення значних вібрацій та коливань, розташовано на гасниках коливань.

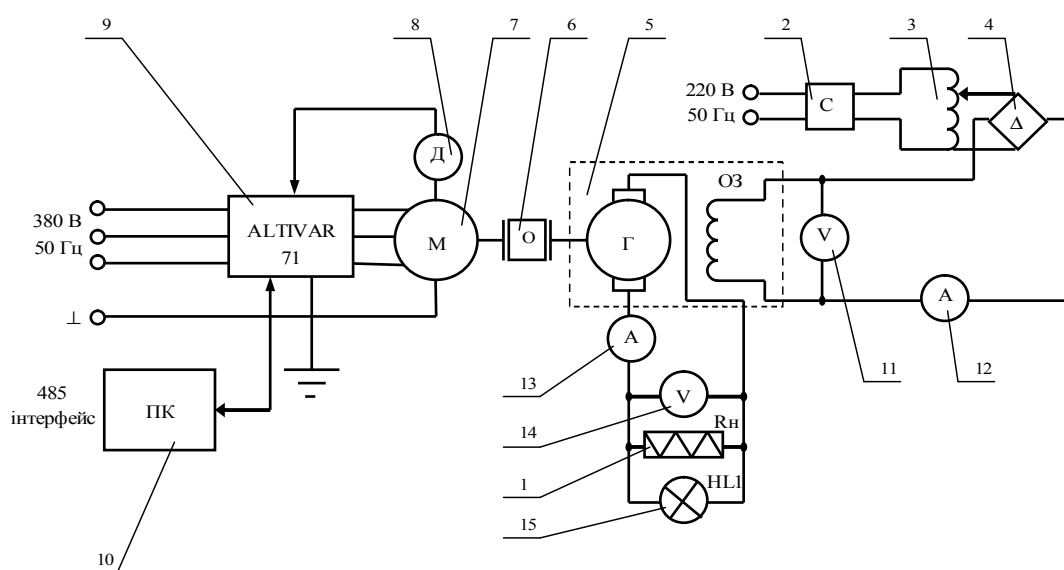


Рис. 3.16. Електрична схема стенду для дослідження ЗМ ГТТМ

Дослідження механічних ЗМ з використанням даного стенду проводиться наступним чином. Дослідний взірець 6, виставлений на відповідний момент спрацювання, поміщають на валах генератора 5 і електродвигуна 7 і за допомогою пересувних опор здійснюють необхідне балансування ведучої та веденої півмуфт ЗМ. У зв'язку із можливістю значного зміщення електродвигуна 7 у поперечному та повздовжньому напрямку на даному стенді випробовуються ЗМ, які з'єднують не лише співвісні вали, але й вали, які забезпечують передачу обертального моменту через ремінні, ланцюгові, зубчасті та карданні передачі. Далі підключається до електромережі стабілізатор напруги 2, ПЧ 9, ПК 10 та запускається програма PowerSuite [50].



а)



б)

Рис. 3.17. Загальний вигляд елементів стану для дослідження ЗМ ГТТМ: а) стан з ПЧ і ПК; б) перетворювача частоти ALTIVAR 71 з регулюючою апаратурою

Наступним кроком є вибір частоти обертання, при якій необхідно досліджувати ЗМ згідно розробленої методики проведення випробувань. В процесі проведення випробувань дані про розхід електроенергії і обертальний момент на валу електродвигуна у процентному вимірі відображається на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей з фіксація із наперед заданою частотою (параграф 3.1). При запуску двигуна 7 приводиться в рух досліджуваний взірець ЗМ 6 і через шпонкове з'єднання якір генератора 5, який працює з незалежним збудженням для можливості створення необхідного навантаження на ЗМ. З іншого боку зі стабілізатора 2 струм поступає на латр 3, де проводиться його регулювання (при $U = \text{const}$) до необхідної величини ($I = 0 \dots 4A$), і через випрямляч (діодний міст) 4 на обмотку збудження статора генератора. Відповідно струмом обмотки збудження змінюється струм навантаження генератора (результуюче магнітне поле генератора) [10], що забезпечує зміну споживаної потужності генератора. Відслідкування величини напруги та струму в обмотці збудження генератора здійснюється за допомогою вольтметра 11 та амперметра 12.

Перетворена механічна енергія обертання якоря генератора в електричну поступає на спіраль опору 1, де і виділяється у вигляді тепла, а також на індикатор умовної напруги (лампа розжарення починає виділяти світло). Дані про її величину можна одержати з табличних даних і отриманих графічних залежностей у ПК, а також визначити за показниками вольтметра 14 і амперметра 13.

При нарощуванні результуючого магнітного поля генератора (збільшення моменту опору) до певного значення проходить спрацювання досліджуваного механічного запобіжного пристрою, що й фіксується ПК.

В загальному процес перетворення різних видів енергії при роботі стенду можна зобразити наступним чином:

- нормальний режим роботи системи:

електрична енергія → механічна енергія → об'єкт дослідження → електрична енергія → теплова енергія;

- режим перевантаження системи:

електрична енергія → механічна енергія → об'єкт дослідження (механічна і теплова енергія) → ланцюг розірвано і передачу енергії припинено.

Нарощування навантаження на досліджуваному взірці ЗМ до етапу її спрацювання, а також сам етап спрацювання (розчеплення півмуфт), етап включення ЗМ (зчеплення півмуфт) відображається на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей.

Широкий діапазон зміни навантаження та величини неспіввісності, зручність встановлення досліджуваних ЗМ і керування стендом, широкі функціональні можливості та універсальність розробленого стендового обладнання забезпечували можливість проведення досліджень експериментальних взірців різних типів механічних ЗМ на належному науково-технічному рівні.

3.6. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтових конвеєрів

3.6.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності жорсткого гвинтового конвеєра з гофрованим робочим органом

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту (ПФЕ) [1, 44, 72] були проведені дослідження, в яких визначали залежність продуктивності жорсткого ГК з гофрованим шнеком від внутрішнього діаметра кожуха D_k , кута нахилу γ_n та частоти обертання робочого органу n при транспортуванні піску, ячменю та технічної солі. Для проведення експериментальних досліджень використовувався ГК (рис. 3.4) з гофрованим ГРО (рис. 3.6). Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту. Характеристику факторів та значення їх рівнів для продуктивності транспортування матеріалів наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Внутрішній діаметр кожуха D_k , м	0,05-0,075-0,1
x_2	Кут нахилу конвеєра γ_n , град	30-45-60
x_3	Частота обертання шнека n , об/хв.	100-300-500

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [44] і отримані значення коефіцієнтів регресії для різних матеріалів зведено у табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Пісок	2,525	2,642	-0,223	2,154	-0,185	1,768	-0,157	0,843	0,038	0,003
Ячмінь	1,668	1,748	-0,148	1,42	-0,123	1,17	-0,102	0,55	0,02	0,02
Сіль	1,354	1,419	-0,121	1,157	-0,098	0,95	-0,085	0,453	0,023	0,003

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності (залежно від зміни внутрішнього діаметра кожуха D_k , кута нахилу ГК γ_n та частоти обертання робочого органу n) за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах:

- під час транспортування піску:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 2,525 + 2,642x_1 - 0,223x_2 + 2,154x_3 - 0,185x_1x_2 + ; \quad (3.2)$$

$$+ 1,768x_1x_3 - 0,157x_2x_3 + 0,843x_1^2 + 0,038x_2^2 + 0,003x_3^2$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 1,668 + 1,748x_1 - 0,148x_2 + 1,42x_3 - 0,123x_1x_2 + ; \quad (3.3)$$

$$+ 1,17x_1x_3 - 0,102x_2x_3 + 0,55x_1^2 + 0,02x_2^2 + 0,02x_3^2$$

- під час транспортування технічної солі:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 1,354 + 1,419x_1 - 0,121x_2 + 1,157x_3 - 0,098x_1x_2 + , \quad (3.4)$$

$$+ 0,95x_1x_3 - 0,089x_2x_3 + 0,453x_1^2 + 0,023x_2^2 + 0,003x_3^2$$

де x_1 - кодоване значення внутрішнього діаметра кожуха; x_2 - кодоване значення кута нахилу конвеєра; x_3 - частоти обертання робочого органу.

Оцінка статистичної значущості визначених коефіцієнтів рівняння регресії та перевірка адекватності отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (3.2 - 3.4) реальному експериментальному процесу проводилась згідно методики [1, 44, 72].

Таким чином, після проведених розрахунків із значеннями коефіцієнтів рівняння регресії (3.2): $b_{22} = 0,0038$ і $b_{33} = 0,003$; рівняння регресії (3.3): $b_{22} = 0,02$ і $b_{33} = 0,02$; рівняння регресії (3.4): $b_{22} = 0,023$ і $b_{33} = 0,003$, не виконується умова

їх значущості згідно нерівності [44].

Тоді кінцеве рівняння регресії, яке відображає функціональну залежність продуктивності ГК у кодованих величинах, має вигляд:

- під час транспортування піску:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 2,525 + 2,642x_1 - 0,223x_2 + 2,154x_3 - 0,185x_1x_2 + ; \quad (3.5)$$
$$+ 1,768x_1x_3 - 0,157x_2x_3 + 0,843x_1^2$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 1,668 + 1,748x_1 - 0,148x_2 + 1,42x_3 - 0,123x_1x_2 + ; \quad (3.6)$$
$$+ 1,17x_1x_3 - 0,102x_2x_3 + 0,55x_1^2$$

- під час транспортування технічної солі:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 1,354 + 1,419x_1 - 0,121x_2 + 1,157x_3 - 0,098x_1x_2 + . \quad (3.7)$$
$$+ 0,95x_1x_3 - 0,089x_2x_3 + 0,453x_1^2$$

Відповідно, у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3.5-3.7) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- під час транспортування піску:

$$Q_{(D_k, \gamma, n)} = 5,21 - 180,52D_k + 3,78 \cdot 10^{-2} \gamma_n - 1,34 \cdot 10^{-2} n - 0,49D_k \gamma_n + ; \quad (3.8)$$
$$+ 0,35D_k n - 5,23 \cdot 10^{-5} \gamma_n n + 1348,8D_k^2$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(D_k, \gamma, n)} = 3,387 - 117,52D_k + 2,49 \cdot 10^{-2} \gamma_n - 8,92 \cdot 10^{-3} n - 0,328D_k \gamma_n + ; \quad (3.9)$$
$$+ 0,234D_k n - 3,4 \cdot 10^{-5} \gamma_n n + 880D_k^2$$

- під час транспортування технічної солі:

$$Q_{(D_k, \gamma, n)} = 2,812 - 97,2D_k + 2 \cdot 10^{-2} \gamma_n - 7,19 \cdot 10^{-3} n - 0,26D_k \gamma_n + \quad (3.10)$$
$$+ 0,19D_k n - 2,83 \cdot 10^{-5} \gamma_n n + 724,8D_k^2$$

Отримані рівняння регресії (3.5 - 3.7) та регресійні залежності (3.8 - 3.10) можуть бути використані для визначення продуктивності ГК Q залежно від внутрішнього діаметра кожуха D_k , кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання робочого органу n при транспортуванні піску, ячменю та технічної солі у

наступних межах зміни вхідних факторів:

$$0,05 \leq D_k \leq 0,1 \text{ (м)}; 30 \leq \gamma_n \leq 60 \text{ (град)}; 100 \leq n \leq 500 \text{ (об/хв)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів жорсткого ГК з гофрованим шнеком (діаметра кожуха, кута нахилу конвеєра та частоти обертання ГРО) на продуктивність при транспортуванні піску, ячменю та технічної солі, використовувалось програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за допомогою якого було побудоване графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів продуктивності Q , як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора (додаток Б.1 рис. Б.1.1 – рис. Б.1.3). Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення продуктивності, є фактори $x_1, x_3, (D_k, n)$ та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора $x_2 (\gamma_n)$ призводить до зниження продуктивності [78].

Влив на продуктивність жорсткого ГК з гофрованим шнеком його конструктивних параметрів відображено на рис. 3.18 - рис. 3.20.

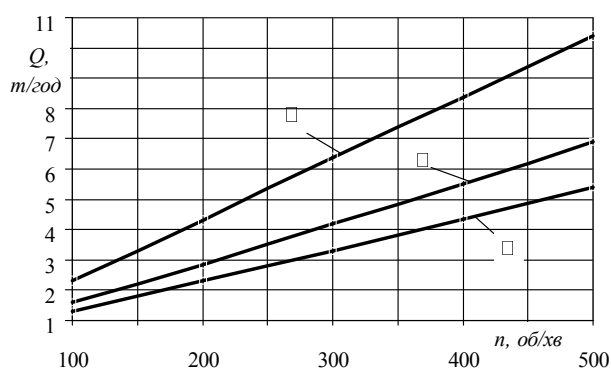


Рис. 3.18. Влив на продуктивність жорсткого ГК з гофрованим шнеком частоти обертання робочого органу при $D_k = 0,1$ м та $\gamma_n = 30^\circ$ для: 1 – піску; 2 – ячменю; 3 – технічної солі

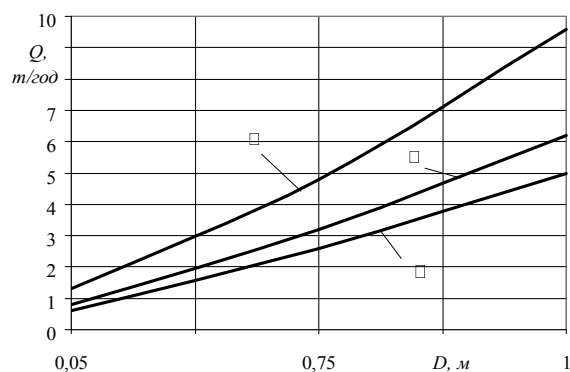


Рис. 3.19. Влив на продуктивність жорсткого ГК з гофрованим шнеком діаметра перерізу гнучкого кожуха при $n = 454,4$ об/хв. та $\gamma_n = 30^\circ$ для: 1 – піску; 2 – ячменю; 3 – технічної солі

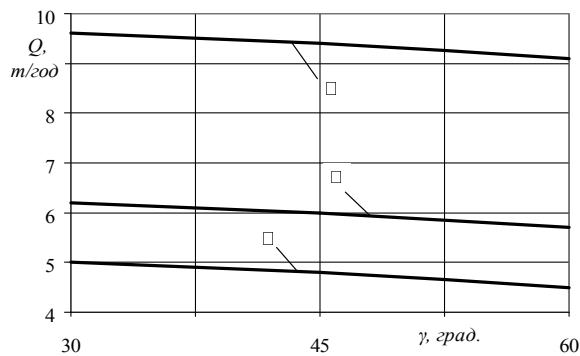


Рис. 3.20. Вплив на продуктивність жорсткого ГК з гофрованим шнеком кута нахилу кожуха при $n = 454,4$ об/хв. та $D_k = 0,1$ м для: 1 – піску; 2 – ячменю; 3 – технічної солі. Максимальна продуктивність досягається при транспортуванні піску - 10,8 т/год., а мінімальне її значення складає 0,2 т/год. при мінімальній частоті обертання робочого органу і мініимальному внутрішньому діаметрі кожуха при транспортуванні технічної солі. В загальному, для збільшення продуктивності необхідно збільшувати величину внутрішнього діаметра кожуха конвеєра і частоту обертання робочого органу та зменшувати кут нахилу конвеєра.

3.6.2 Результати експериментальних досліджень продуктивності гнучких гвинтових конвеєрів з гофрованими та секційними шнеками

Для дослідження характеристик гнучких ГК з гофрованими та секційними ГРО (рис. 3.6 і рис. 3.10), які забезпечують транспортування по криволінійним траєкторіям, використовувалися стенди (параграф 3.2), оснащені відповідною апаратурою (параграф 3.1), що дозволило встановлювати раціональні режими роботи даних ГК [35] і удосконалювати їх конструкції.

На рис. 3.21 представлено вплив зміни продуктивності гнучкого ГК з внутрішнім діаметром кожуха $D_k = 0,1$ м від частоти обертання ГРО, з яких видно, що продуктивність зростає прямо пропорційно із збільшенням кількості обертів і є більшою для ГК з гофрованими ГРО.

На рис. 3.22 наведено залежності величини обертального моменту від зміни радіуса кривини магістралі R для гофрованих і секційних ГРО з внутрішнім

З представлених рисунків та рисунків, зображених в додатку Б.1, видно, що із збільшенням внутрішнього діаметра кожуха та частоти обертання ГРО величина продуктивності зростає. Зокрема найбільша продуктивність досягається під час транспортування піску, а найменша під час транспортування технічної солі.

діаметром кожуха $D_k = 0,1$ м при частоті обертання $n = 454,4$ об/хв., з яких видно, що обертальний момент збільшується при зменшенні радіусу кривизни магістралі для ГК з гофрованими (у меншій мірі) і секційними (у більшій мірі) ГРО, і ця залежність має гіперболічний характер.

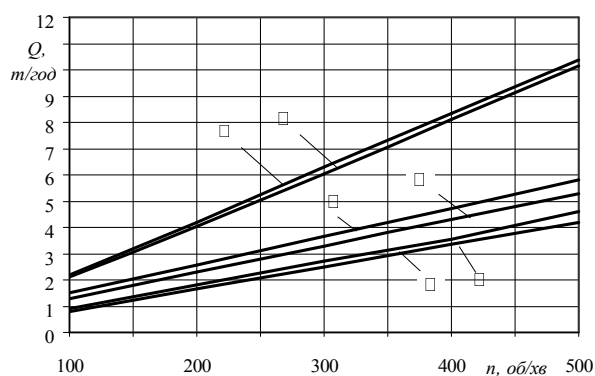


Рис. 3.21. Вплив на продуктивність гнучкого ГК частоти обертання при $D_k = 0,1$ м для: 1 – піску (гофрований ГРО); 2 – ячменю (гофрований ГРО); 3 – технічної солі (гофрований ГРО); 4 – піску (секційний ГРО); 5 – ячменю (секційний ГРО); 6 – технічної солі (секційний ГРО)

На рис. 3.23 показано залежності обертального моменту від зміни частоти обертання ГРО (пряма траса) з яких видно, що із збільшенням частоти обертання ГРО обертальний момент зменшується. Тому, при проектуванні гнучких ГК швидкість обертання ГРО доцільно призначати більшою 400 об/хв., що дозволить зменшити тертя ГРО по кожуху за рахунок його центрування по осі обертання та втягування вантажу в рівномірний гвинтовий рух [35].

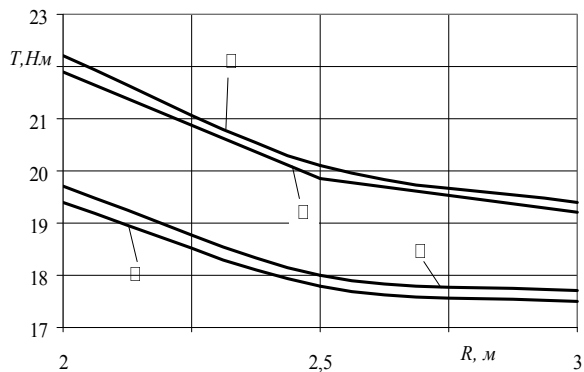


Рис. 3.22. Вплив на величину обертального моменту гнучкого ГК радіуса кривизни магістралі при $D_k = 0,1$ м та $n = 454,4$ об/хв. для: 1 – піску (гофрований ГРО); 2 – технічної солі (гофрований ГРО); 3 – піску (секційний ГРО); 4 – технічної солі (секційний ГРО)

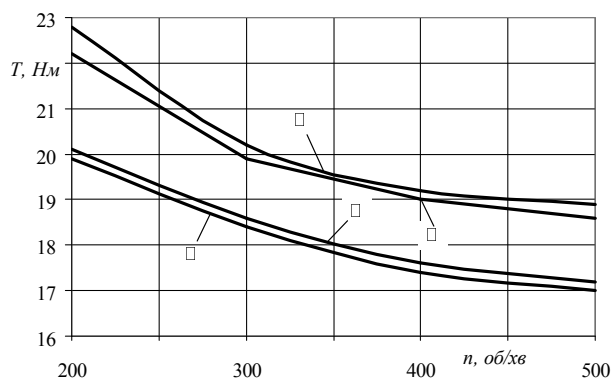


Рис. 3.23. Вплив на величину обертального моменту гнучкого ГК частоти обертання ГРО при $D_k = 0,1$ м для: 1 – піску (гофрований ГРО); 2 – технічної солі (гофрований ГРО); 3 – піску (секційний ГРО); 4 – технічної солі (секційний ГРО)

3.7. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовими механізмами

3.7.1. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем

Використовуючи методику проведення досліджень на базі повнофакторного експерименту [1, 44, 72] проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність якості змішування сипких матеріалів жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n і величини зазору між валом і витком S при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% [1, 44, 72]. Для проведення досліджень використовувався ГЗ (рис. 3.8.а), а в якості ГРО використовувались стрічкові змішувачі (рис. 3.9). Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення його результатів. Характеристику факторів та значення їх рівнів для неоднорідності суміші наведено в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Коефіцієнт завантаження K_3	0,3-0,4-0,5
x_2	Частота обертання шнека n , об/хв.	56,8-142-227,2
x_3	Величина зазору між валом та витком S , мм	6-11-16

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [44] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено в таблицю 3.4.

Таблиця 3.4

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
	12,799	0,84	1,28	-0,15	0,238	-0,037	0,037	-0,143	-0,143	0,006

Загальний вигляд рівняння регресії неоднорідності суміші залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та величини зазору між валом і витком S при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та в зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% у кодованих величинах дорівнює:

$$V_{c(x_1, x_2, x_3)} = 12,799 + 0,84x_1 + 1,28x_2 - 0,15x_3 + 0,238x_1x_2 - 0,037x_1x_3 + 0,037x_2x_3 - 0,143x_1^2 - 0,143x_2^2 + 0,006x_3^2, \quad (3.11)$$

де x_1 - кодоване значення коефіцієнта завантаження; x_2 - частоти обертання ГРО; x_3 - величини зазору між валом і витком ГРО.

Відповідно, у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3.11) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$V_{c(K_3, n, S)} = 6,376 + 16,69 \cdot K_3 + 8,49 \cdot 10^{-3}n - 1,8 \cdot 10^{-2}S + 2,79 \cdot 10^{-2}K_3n - 7,4 \cdot 10^{-2}K_3S + 8,68 \cdot 10^{-5}nS - 14,3K_3^2 - 1,97 \cdot 10^{-5}n^2 + 2,4 \cdot 10^{-4}S^2. \quad (3.12)$$

Отримане рівняння регресії (3.11) та регресійна залежність (3.12) можуть бути використані для визначення неоднорідності суміші V_c жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та величини зазору між валом і витком S при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та в зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% у наступних межах зміни вхідних факторів:

$$0,3 \leq K_{3к} \leq 0,5; 56,8 \leq n \leq 227,2 \text{ (об/хв.)}; 6 \leq S \leq 16 \text{ (мм)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів жорсткого гвинтового транспортера-змішувача з стрічковим шнеком на якість змішування використовувалось програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за допомогою якого було побудоване графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів неоднорідності суміші V_c , як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора (додаток Б.2). Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення неоднорідності суміші, є фактори x_1 , x_2 , (K_3 , n) та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_3 (S) призводить до зниження неоднорідності суміші.

Вплив на неоднорідність суміші при її змішуванні гвинтовим транспортером-змішувачем з стрічковим шнеком (діаметр ГРО – 150 мм; довжина ГРО – 1,97 м; діаметр вала – 58 мм) основних його конструктивних параметрів відображено на рис. 3.24.

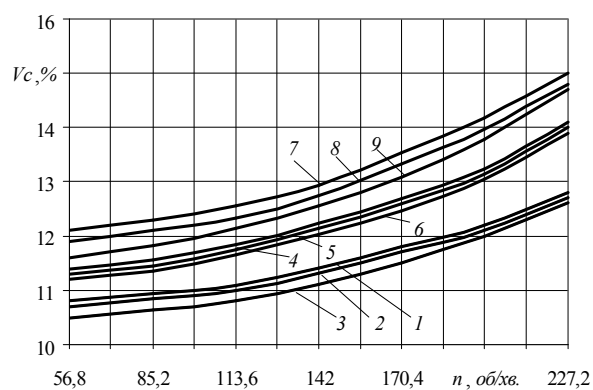


Рис. 3.24. Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО при: $K_3 = 0,3$: 1 – $S = 6$ мм; 2 – $S = 11$ мм; 3 – $S = 16$ мм; $K_3 = 0,4$: 4 – $S = 6$ мм; 5 – $S = 11$ мм; 6 – $S = 16$ мм; $K_3 = 0,5$: 7 – $S = 6$ мм; 8 – $S = 11$ мм; 9 – $S = 16$ мм валом і витком S . Неоднорідність суміші V_c для досліджуваних меж змінювалась від 10,5% (при $K_3 = 0,3$; $n = 56,8$ об/хв.; $S = 16$ мм) до 15,1% (при $K_3 = 0,5$; $n = 227,2$ об/хв.; $S = 6$ мм).

З проведених досліджень [35], а також представлених графічних залежностей (рис. 3.24) та рисунків, зображених в додатку Б.2, можна зробити висновок, що на збільшення неоднорідності суміші V_c при її змішуванні в жорсткому гвинтовому транспортері-змішувачі з стрічковим шнеком впливає збільшення частоти обертання ГРО n , зростання коефіцієнту завантаження K_3 та зменшення величини зазору між

При виконанні експериментальних досліджень процесу транспортування-змішування з невисокими частотами обертання ГРО ($n = 56,8 \dots 227,2$ об/хв.) проводилось короткочасне різке збільшення частоти обертання (до $n = 340 \dots 500$ об/хв. на $1 \dots 3$ секунди). При цьому неоднорідність суміші V_c зменшувалась в межах $0,3\%$ до $1,2\%$ (рис. 3.25), що підтверджує теоретичні дослідження, проведені у розділі 3.1, і свідчить про «розшарування» змішувальної суміші при зміні частоти обертання і короткочасній експлуатації ГРО в резонансній зоні.

Продуктивність жорсткого гвинтового транспортера-змішувача для величини зазору між валом і витком $S = 6$ мм практично не відрізнялась від продуктивності простого транспортера, але при подальшому зростанні величини зазору до $S = 16$ мм вона знижувалась приблизно на 10% [34]. Тому для уникнення зниження продуктивності величину щілини не слід вибирати більшою $3 \dots 5$ зовнішніх діаметрів зерен компоненту максимального розміру [34].

На рис. 3.26 показано залежності обертового моменту від частоти обертання ГРО в жорсткому гвинтовому транспортері-змішувачі, з яких видно, що із збільшенням частоти обертання ГРО обертовий момент зменшується. Проте при конструюванні жорстких гвинтових транспортерів-змішувачів слід пам'ятати, що при зростанні швидкості обертання робочих органів зростає неоднорідність суміші, тому проектування таких ГТТМ слід проводити з врахуванням необхідної якості змішування [34, 41].

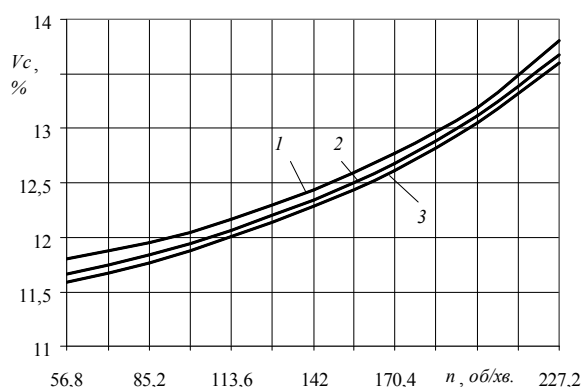


Рис. 3.25. Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО при її короткочасному збільшенні для $K_3 = 0,5$:
1 – $S = 6$ мм; 2 – $S = 11$ мм; 3 – $S = 16$ мм

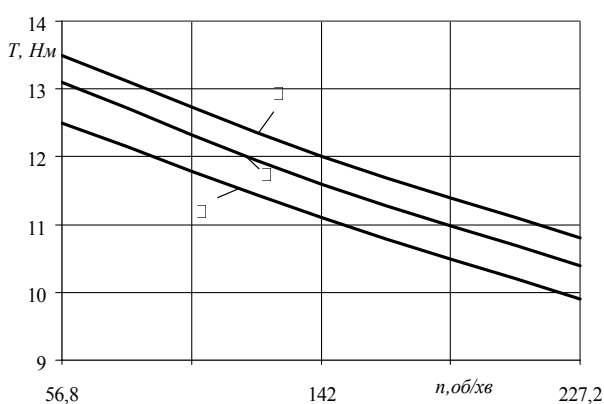


Рис. 3.26. Вплив на величину обертового моменту частоти обертання ГРО для:
1 – $K_3 = 0,3$; 2 – $K_3 = 0,4$; 3 – $K_3 = 0,5$

3.7.2. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом

При використанні методики проведення повнофакторного експерименту проведено експериментальні дослідження, в яких визначали залежність якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом від коефіцієнта завантаження K_z , частоти обертання ГРО n та величини зазору між валом і часу виконання процесу t при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% [24]. Для проведення досліджень використовувався ГЗ (рис. 3.12.в), а в якості ГРО використовувався стрічковий шнек. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення його результатів. Характеристику факторів та значення їх рівнів для неоднорідності суміші наведено в табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Коефіцієнт завантаження K_z	0,3-0,4-0,5
x_2	Частота обертання шнека n , об/хв.	56,8-142-227,2
x_3	Час виконання процесу t , с	20-40-60

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [44] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
	10,087	0,48	-0,44	-0,35	-0,075	-0,025	0,225	-0,07	0,12	0,08

Загальний вигляд рівняння регресії неоднорідності суміші залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та часу виконання процесу t при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та в зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% у кодованих величинах дорівнює:

$$V_{c(x_1, x_2, x_3)} = 10,087 + 0,48x_1 - 0,44x_2 - 0,35x_3 - 0,075x_1x_2 - \\ - 0,025x_1x_3 + 0,225x_2x_3 - 0,07x_1^2 + 0,12x_2^2 + 0,08x_3^2, \quad (3.13)$$

де x_1 - кодоване значення коефіцієнта завантаження; x_2 - частоти обертання ГРО; x_3 - час виконання процесу.

Відповідно, у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3.13) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$V_{c(K_3, n, t)} = 9,11 + 12,15 \cdot K_3 - 1,2 \cdot 10^{-2} n - 4,725 \cdot 10^{-2} t - 8,8 \cdot 10^{-3} K_3 n - \\ - 1,25 \cdot 10^{-2} K_3 t + 1,32 \cdot 10^{-4} n t - 7,0 K_3^2 + 1,6 \cdot 10^{-5} n^2 + 1,9 \cdot 10^{-4} t^2. \quad (3.14)$$

Отримане рівняння регресії (3.13) та регресійна залежність (3.14) можуть бути використані для визначення неоднорідності суміші V_c жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та часу виконання процесу t при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та в зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% у наступних межах зміни вхідних факторів:

$$0,3 \leq K_{зк} \leq 0,5; 56,8 \leq n \leq 227,2 \text{ (об/хв.)}; 20 \leq t \leq 60 \text{ (с)}.$$

Для визначення впливу коефіцієнта завантаження, частоти обертання ГРО та часу виконання процесу гвинтового змішувача з пересипом на якість змішування використовувалось програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за допомогою якого було побудоване графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів неоднорідності суміші V_c , як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора (додаток Б.3).

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення неоднорідності суміші, є фактори x_2 , x_3 , (n , t) та комбінації цих факторів, зростання яких призводить до зменшення неоднорідності суміші. Збільшення величини фактора x_1 (K_3) призводить до збільшення неоднорідності суміші.

Вплив на неоднорідність суміші при її змішуванні гвинтовим змішувачем з пересипом (концентрація ключового матеріалу 20%; зазор між валом і шнеком (стрічковий шнек) - 0,16 мм; діаметр ГРО – 150 мм; довжина ГРО – 1,97 м; діаметр вала – 58 мм; зазор між шнеком і кожухом - 15 мм; крок шнека - 180 мм; кут нахилу змішувача - 36°) його конструктивних параметрів відображено на рис. 3.27.

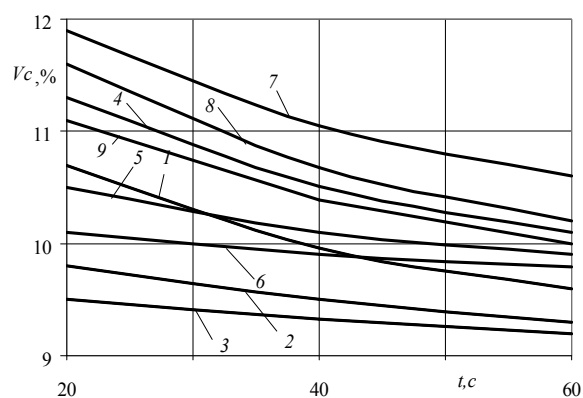


Рис. 3.27. Вплив на неоднорідність суміші часу виконання процесу для:

- $K_3 = 0,3$: 1 - $n = 56,6$ об/хв.;
- 2 - $n = 142$ об/хв.; 3 - $n = 227,2$ об/хв.;
- $K_3 = 0,4$: 4 - $n = 56,6$ об/хв.;
- 5 - $n = 142$ об/хв.; 6 - $n = 227,2$ об/хв.;
- $K_3 = 0,5$: 7 - $n = 56,6$ об/хв.;
- 8 - $n = 142$ об/хв.; 9 - $n = 227,2$ об/хв.

З представлених графічних залежностей (рис. 3.27) та рисунків, зображених в додатку Б.3, можна зробити висновок, що на зменшення неоднорідності суміші V_c при її змішуванні в гвинтовому змішувачі з пересипом з стрічковим шнеком впливає збільшення частоти обертання ГРО n , зменшення коефіцієнту завантаження K_3 та збільшення часу виконання процесу t . Неоднорідність суміші V_c для досліджуваних меж змінювалась від 9,2% (при $K_3 = 0,3$; $n = 227,2$ об/хв.; $t = 60$ с.) до 11,9% (при $K_3 = 0,5$; $n = 56,8$ об/хв.; $t = 20$ с). Загалом при проходженні певного проміжку часу (1...3 хв.) неоднорідність суміші стабілізується і подальше змішування втрачає сенс.

Також проводились експериментальні дослідження, в яких визначали залежність якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з

пересипом від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та величини зазору між валом і величини зазору між валом і витком S при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та в зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% [24]. Характеристику факторів та значення їх рівнів для неоднорідності суміші наведено в табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Коефіцієнт завантаження K_3	0,3-0,4-0,5
x_2	Частота обертання шнека n , об/хв.	56,8-142-227,2
x_3	Зазору між валом і витком S , мм	6-11-16

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [44] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
	9,334	0,76	-0,58	-0,24	0,025	0,025	-0,125	0,335	0,135	0,035

Загальний вигляд рівняння регресії неоднорідності суміші залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та величиною зазору між валом і витком S при змішуванні компонентів суміші у кодованих величинах дорівнює:

$$V_{c(x_1, x_2, x_3)} = 9,334 + 0,76x_1 - 0,58x_2 - 0,24x_3 + 0,025x_1x_2 + 0,025x_1x_3 - 0,125x_2x_3 + 0,335x_1^2 + 0,135x_2^2 + 0,035x_3^2, \quad (3.15)$$

де x_1 - кодоване значення коефіцієнта завантаження; x_2 - частоти обертання ГРО; x_3 - час виконання процесу.

Відповідно, у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3.15) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$V_{c(K_3, n, S)} = 13,62 - 20,17 \cdot K_3 + 1 \cdot 10^{-2} n - 5,71 \cdot 10^{-2} S + 2,93 \cdot 10^{-3} K_3 n + 5 \cdot 10^{-2} K_3 S - 2,93 \cdot 10^{-4} n S + 33,5 K_3^2 + 1,86 \cdot 10^{-5} n^2 + 1,4 \cdot 10^{-3} S^2 \quad (3.16)$$

Отримане рівняння регресії (3.15) та регресійна залежність (3.16) можуть бути використані для визначення неоднорідності суміші V_c жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n і величиною зазору між валом і витком S при змішуванні компонентів суміші у наступних межах зміни вхідних факторів:

$$0,3 \leq K_{зк} \leq 0,5; 56,8 \leq n \leq 227,2 \text{ (об/хв.)}; 6 \leq S \leq 16 \text{ (мм)}.$$

Для визначення впливу коефіцієнта завантаження, частоти обертання ГРО та величини зазору між валом і витком S гвинтового змішувача з пересипом на якість змішування використовувалось програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за допомогою якого було побудоване графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів неоднорідності суміші V_c , як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора (додаток Б.4). Основними факторами, які впливають на збільшення неоднорідності суміші, є фактори $x_1, x_2, (K_3, n)$ та комбінації цих факторів. Зростання фактора $x_1 (K_3)$ призводить до зростання неоднорідності суміші, а збільшення величини факторів x_2 та $x_3 (n, S)$ призводить до зменшення неоднорідності суміші.

Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО при її змішуванні гвинтовим змішувачем з пересипом (концентрація ключового матеріалу 20%; діаметр ГРО – 150 мм; довжина ГРО – 1,97 м; діаметр вала – 58 мм; зазор між шнеком і кожухом - 15 мм; крок шнека - 180 мм; кут нахилу - 36°; час змішування – 40 с.) зображено на рис. 3.28. З представлених залежностей (рис. 3.28) та рисунків, зображених в додатку Б.4, можна зробити висновок, що для більшого

коефіцієнту завантаження при зростанні швидкості обертання неоднорідність суміші зменшується повільніше. Неоднорідність суміші для досліджуваних меж змінювалась від 8,1% (при $K_3=0,3$; $n=227,2$ об/хв.; $S=16$ мм) до 11,2% (при $K_3=0,5$; $n=56,8$ об/хв.; $S=6$ мм).

Для проведення досліджень використовувався ГЗ (рис. 3.12.в), а в якості ГРО використовувались стрічкові, гофровані та спіральні. При використанні таких ГРО якість змішування суттєво відрізнялась. На рис. 3.29 представлені залежності коефіцієнта неоднорідності суміші від частоти обертання даних ГРО при виконанні процесу змішування гвинтовим змішувачем з пересипом (концентрація ключового матеріалу 20%; діаметр ГРО – 150 мм; довжина ГРО – 1,97 м; діаметр вала – 58 мм; крок шнека - 180 мм; кут нахилу змішувача - 36°; час змішування – 40 с.).

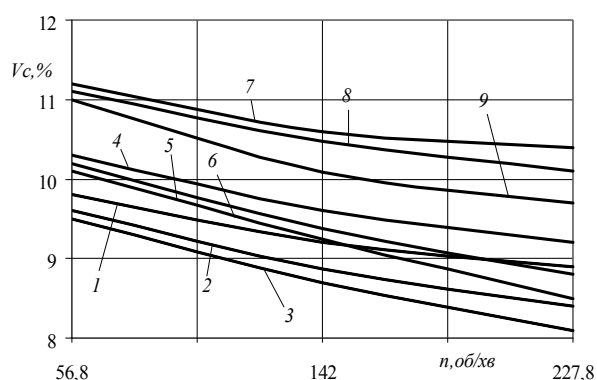


Рис. 3.28. Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО для: $K_3=0,3$: 1 - $S=6$ мм; 2 - $S=11$ мм; 3 - $S=16$ мм; $K_3=0,4$: 4 - $S=6$ мм; 5 - $S=11$ мм; 6 - $S=16$ мм; $K_3=0,5$: 7 - $S=6$ мм; 8 - $S=11$ мм; 9 - $S=16$ мм

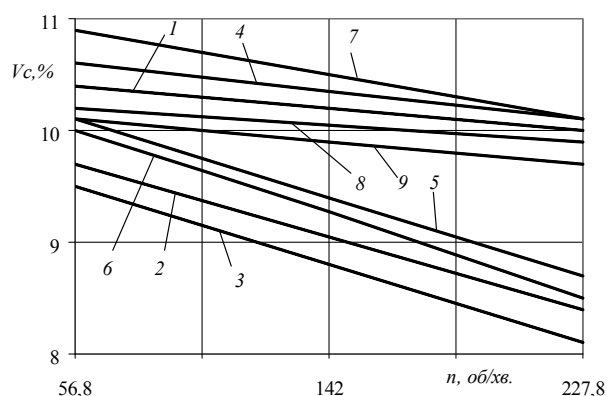


Рис. 3.29. Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО для: спірального: 1 - $K_3=0,3$; 4 - $K_3=0,4$; 7 - $K_3=0,5$; гофрованого: 2 - $K_3=0,3$; 5 - $K_3=0,4$; 8 - $K_3=0,5$; стрічкового ($S=16$ мм): 3 - $K_3=0,3$; 6 - $K_3=0,4$; 9 - $K_3=0,5$

З графічних залежностей (рис. 3.29) можна зробити висновок, що неоднорідність суміші при змішуванні компонентів спіральним ГРО є найвищою і змінюється в межах від 10% до 10,9%. На другому місці є неоднорідність суміші, що отримана при використанні гофрованого ГРО, яка коливається в межах 8,4...10,1%, а найвища якість досягається за використання стрічкового ГРО – $V_c=8,1...10\%$. Проте слід відмітити, що якість змішування за використання

гофрованого та стрічкового ГРО суттєво не відрізняється. Крім того, при збільшенні величини зазору між валом і витком S більше 22 мм (концентрація ключового матеріалу 20%; діаметр ГРО – 150 мм; довжина ГРО – 1,97 м; діаметр вала – 58 мм; крок шнека - 180 мм; кут нахилу - 36°; $K_3 = 0,5$; $n = 142$ об/хв.) проходить значне погіршення якості змішування (рис. 3.30).

На рис. 3.31 показано вплив на величину обертового моменту частоти обертання ГРО в гвинтовому змішувачі з пересипом, з яких видно, що із збільшенням частоти обертання ГРО обертовий момент зменшується в межах 21...23 % і ці границі практично не залежать від коефіцієнту завантаження K_3 .

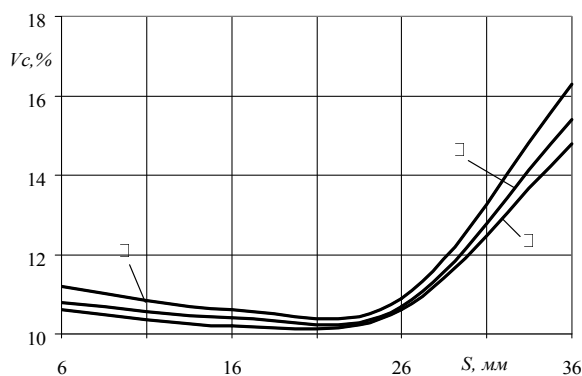


Рис. 3.30. Вплив на неоднорідність суміші величини зазору між валом і витком для часу змішування:
1 – $t = 20$ с.; 2 – $t = 40$ с.; 3 – $t = 60$ с.

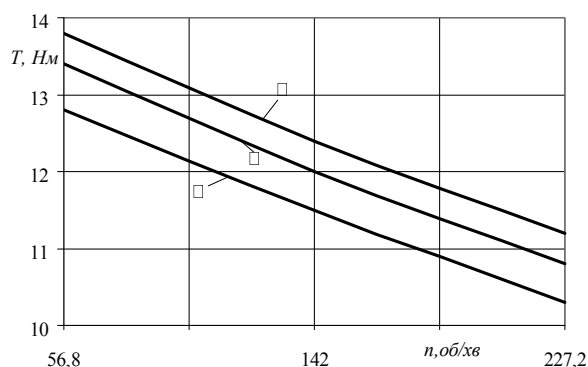


Рис. 3.31. Вплив на величину обертового моменту гнучкого ГК частоти обертання ГРО для:
1 – $K_3 = 0,3$; 2 – $K_3 = 0,4$; 3 – $K_3 = 0,5$

3.7.3. Результати експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гнучким гвинтовим транспортером-змішувачем

Для проведення досліджень використовувався гнучкий гвинтовий транспортер – змішувач (рис. 3.12.б та рис. 3.32), а в якості ГРО використовувались гофровані (рис. 3.6), секційні (рис. 3.10), та спіральні (рис. 3.33) шнеки. Під час проведення дослідів зерно вики (ключовий компонент) та зерно вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% засипалось у бункер гнучкого гвинтового транспортера – змішувача (рис. 3.32), далі з ПК через ПЧ приводився в рух електродвигун із заданою частотою, після чого матеріал з бункера змішуючись транспортувався до мірної тари, з якої й проводили вибірки.

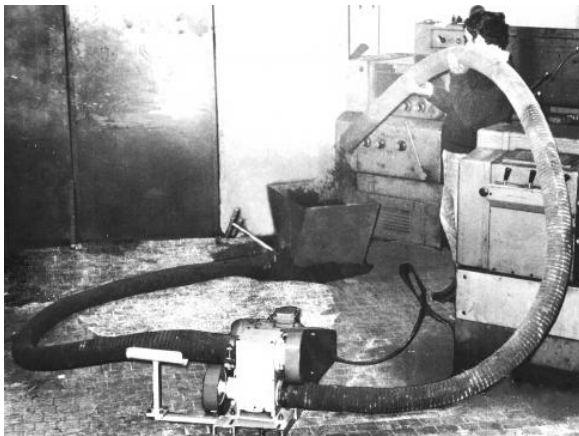


Рис. 3.32. Проведення дослідів з ГК



Рис. 3.33. Спіральні ГРО

На рис. 3.34 представлені залежності впливу на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО при виконанні процесу змішування гнучким гвинтовим транспортером – змішувачем (концентрація ключового матеріалу 20%; діаметр ГРО – 100 мм; довжина ГРО – 6 м; крок шнека - 120 мм; $K_s = 0,5$). В залежності від конструкції ГРО неоднорідність змішування відрізнялась (рис. 3.34). При змішуванні компонентів спіральним ГРО вона є найвищою (11,4...11,8%), а при використанні гофрованого ГРО є найменшою (9,2...9,5%), що дозволяє його ефективно використовувати у якості змішувача в гнучких ГК.

На рис. 3.35 представлені залежності коефіцієнта неоднорідності суміші від довжини ГРО даного транспортера – змішувача за зазначених вище параметрів при $n = 426$ об/хв. Аналізуючи їх можна зробити висновок, що якість суміші покращується у більшій мірі при зростанні довжини траси ГК до 5 м, після чого неоднорідність суміші зменшується в меншій мірі.

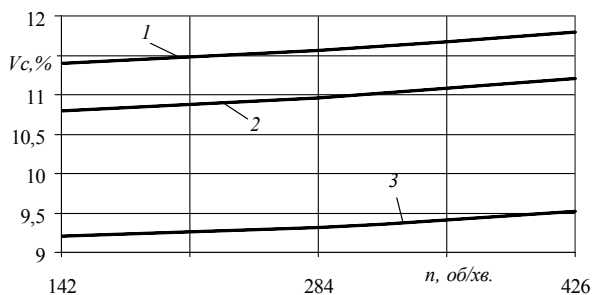


Рис. 3.34. Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО для:
1 - спірального; 2 – секційного;
3 - гофрованого

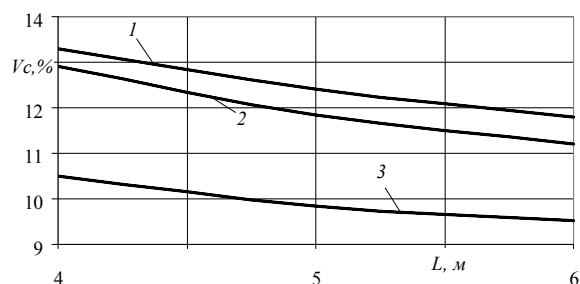


Рис. 3.35. Вплив на неоднорідність суміші довжини ГРО для:
1 - спірального; 2 – секційного;
3 - гофрованого

3.8. Результати експериментальних досліджень з визначення деформаційно-силових характеристик гвинтових механізмів та динамічних навантажень, які виникають у них при пуску

3.8.1. Результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості гофрованих гнучких гвинтових робочих органів

Із застосуванням методики проведення повнофакторного експерименту [1, 44, 72] було виконано експериментальні дослідження з визначення крутильної жорсткості гофрованих гнучких шнеків від товщини поперечного перерізу спіралі H , ширини поперечного перерізу спіралі ГРО B та середнього діаметра витка спіралі D . Для проведення експериментальних досліджень використовувалось стендове обладнання, описане в параграфі 3.4. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився тричі, після чого визначалося середнє значення результату, що використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту. Характеристику факторів та значення їх рівнів для крутильної жорсткості ГРО наведено у табл. 3.9.

Таблиця 3.9

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Товщина поперечного перерізу спіралі H , мм	2-2,5-3
x_2	Ширина поперечного перерізу спіралі B , мм	20-30-40
x_3	Середній діаметр витка спіралі D , мм	100-120-140

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [1, 44, 72] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 3.10.

Таблиця 3.10

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Значення	2051	1275	766,7	-385,3	427,5	-213,75	-131,25	48,58	2,08	61,08

Загальний вигляд рівняння регресії крутильної жорсткості залежно від зміни товщини поперечного перерізу спіралі H , ширини поперечного перерізу спіралі ГРО B та середнього діаметра витка спіралі D у кодovаних величинах дорівнює:

$$C_{k(x_1, x_2, x_3)} = 2051 + 1275x_1 + 766,7x_2 - 385,3x_3 + 427,5x_1x_2 - 213,75x_1x_3 - 131,25x_2x_3 + 48,58x_1^2 + 2,08x_2^2 + 61,08x_3^2 \quad (3.17)$$

де x_1 - кодоване значення товщини поперечного перерізу спіралі; x_2 - кодоване значення ширини поперечного перерізу спіралі; x_3 - кодоване значення середнього діаметра витка спіралі.

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівняння регресії (3.17) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [1, 44, 72]. Після проведених розрахунків із значеннями коефіцієнтів рівняння регресії (3.17) $b_{22} = 2,08$ і $b_{33} = 61,08$ не виконується умова їх значущості згідно нерівності [44]. Тому кінцеве рівняння регресії, що відображає функціональну залежність крутильної жорсткості у кодovаних величинах, має вигляд:

$$C_{k(x_1, x_2, x_3)} = 2051 + 1275x_1 + 766,7x_2 - 385,3x_3 + 427,5x_1x_2 - 213,75x_1x_3 - 131,25x_2x_3 + 248,58x_1^2 \quad (3.18)$$

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3.18) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$C_{k(H, B, D)} = -460,3 - 2421,6H - 58,33B + 53,86 \cdot D + 85,5HB - 21,375HD - 0,656BD + 994,32H^2 \quad (3.19)$$

Отримане рівняння регресії (3.18) та регресійна залежність (3.19) можуть бути використані для визначення крутильної жорсткості гофрованих ГРО C_k залежно від товщини поперечного перерізу спіралі H , ширини поперечного перерізу спіралі B та середнього діаметра витка спіралі D у наступних межах зміни вхідних факторів:

$$2 \leq H \leq 3 \text{ (мм)}; 20 \leq B \leq 40 \text{ (мм)}; 100 \leq D \leq 140 \text{ (мм)} .$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів гофрованих спіралей на їх крутильну жорсткість використовували програмне забезпечення «Statistica-6.0» для ПК, за допомогою якого було побудовано графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів крутильної жорсткості C_k як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора (додаток Б.5). Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення крутильної жорсткості, є фактори x_1 , x_2 , (H , B) та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_3 (D) призводить до зниження крутильної жорсткості. В загальному для збільшення крутильної жорсткості ГРО необхідно збільшувати величину поперечного перерізу спіралі та зменшувати середній діаметр витка.

На рис. 3.36 представлені залежності крутильної жорсткості гофрованих спіралей від ширини їх поперечного перерізу для різних діаметрів витків при товщині поперечного перерізу $H = 2,5$ мм і довжині дослідних взірців $L = 200$ мм.

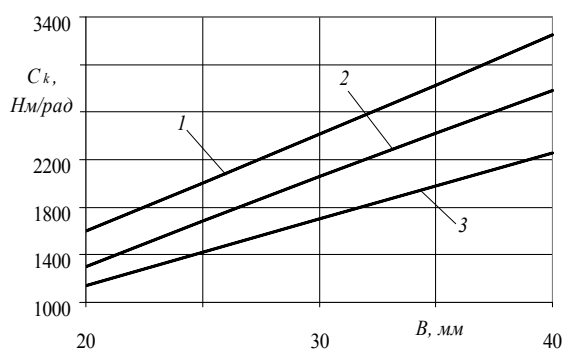


Рис. 3.36. Вплив на крутильну жорсткість гофрованих спіралей ширини їх поперечного перерізу при $H = 2,5$ мм і $L = 200$ мм:
1 – $D=100$ мм; 2 – $D=120$ мм; 3 – $D=140$ мм

З видно, що із збільшенням ширини поперечного перерізу спіралі величина крутильної жорсткості зростає, а при збільшенні середнього діаметра витка – спадає. Максимальне значення крутильної жорсткості, у визначених межах зміни вхідних факторів, досягає 4800 Н·м/рад, при максимальній величині поперечного перерізу

гофрованої спіралі та мінімальному діаметрі її витка, а мінімальне складає 800 Н·м/рад, при мінімальній товщині й ширині поперечного перерізу гофрованої спіралі та максимальному діаметрі її витка. Можна зробити висновок, що гофровані спіралі можна використовувати у якості гнучких ГРО для змішувачів.

3.8.2. Результати експериментальних досліджень з визначення деформаційно-силових характеристик секційних гвинтових робочих органів

Для дослідження деформаційно-силових характеристик гнучких секційних ГРО (3.10) при випробуванні на ресурс використовувалось спеціальне стендове обладнання (параграф 3.4) [35]. На початку ресурсних випробувань проводились заміри кута закручування секційних ГРО з шарнірним з'єднанням (рис. 3.10.а) та запобіжним з'єднанням (рис. 3.10.б) на стенді для дослідження кута закручування секційних ГРО [35]. Наступним етапом було проведення ресурсних випробувань (під навантаженням) на стенді для дослідження деформаційно-силових характеристик гвинтових спіралей (3.14). Після наперед встановлених рівних проміжків часу (10 год.) проводились повторні заміри кута закручування секційних ГРО на стенді для дослідження кута закручування секційних ГРО [35].

На рис. рис. 3.37 представлені вплив на кут закручування секційних ГРО часу експлуатації (діаметр витка – 96 мм; довжина секції – 130 мм; довжина ГРО – 2 м; навантаження на ГРО – 12 Н·м; частота обертання – 426 об/хв.) при радіусі згину – $R_{32} = \min$ та при прямому ГРО - $R_{32} = 0$.

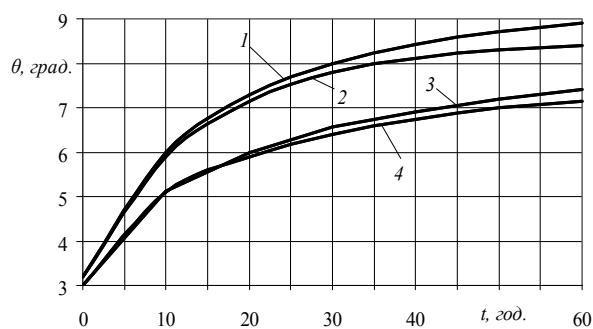


Рис. 3.37. Вплив на кут закручування секційних ГРО часу експлуатації:

- 1 - з шарнірним з'єднанням при $R_{32} = \min$;
- 2 - з запобіжним з'єднанням при $R_{32} = \min$;
- 3 - з шарнірним з'єднанням при $R_{32} = 0$;
- 4 - з запобіжним з'єднанням при $R_{32} = 0$

(після 10 годин експлуатації) кут закручування для обох секційних ГРО різко зростає, що можна пояснити притиранням окремих елементів конструкцій шнеків, а далі спостерігалось уповільнення його росту і стабілізація.

У результаті проведених досліджень було встановлено, що кут закручування для секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднанням (довжина ГРО $L = 2$ м) не перевищував 9° . Перед початком проведення ресурсних випробувань кут закручування для досліджуваних ГРО не перевищував $3,2^{\circ}$. На початковій стадії ресурсних випробувань

Результати проведених випробувань свідчать, що для секційних ГРО необхідно виконувати цикл обкатування у холостому режимі з метою забезпечення притирання окремих елементів їх конструкцій, і після цього проводити їх технічний огляд.

3.8.3. Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень при пуску жорсткого гвинтового транспортера-змішувача

Для підтвердження отриманих теоретичних результатів [15] проведено дослідження динамічних навантажень, які виникають у жорсткому гвинтовому транспортері-змішувачі при запуску. Виконувались експерименти з плавного та різкого пуску транспортера-змішувача (рис. 3.8.а) у розвантаженому та завантаженому стані в автоматизованому режимі з отриманням даних у ПК (приклад вікна осцилографа представлено на рис. 3.8.

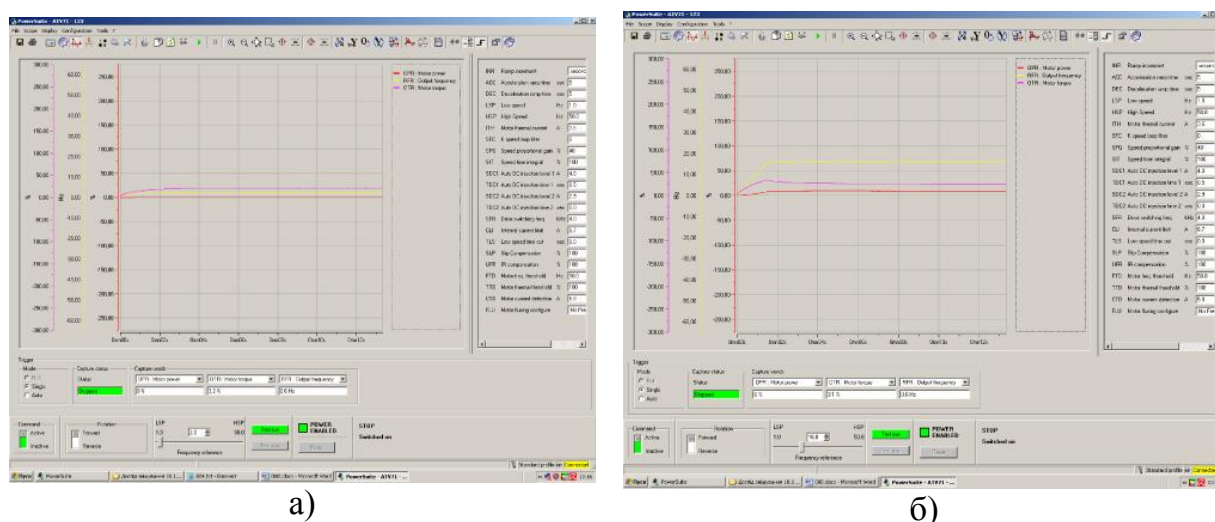


Рис. 3.38. Вікно осцилографа з результатами пікових моментів, що виникають у гвинтовому транспортері-змішувачі при пуску ($K_z = 0$): а) при плавному розгоні ($t = 10$ с.); б) при різкому пуску ($n = 454,4$ об/хв.)

На рис. 3.39 представлені залежності пікового моменту від коефіцієнта завантаження ($K_z = 0 \dots 0,7$) при плавному (розгін протягом 10 с.) і різкому ($n = 454,4$ об/хв.) пуску (діаметр ГРО – 150 мм; довжина ГРО – 1,97 м; діаметр вала – 58 мм; транспортований матеріал - пісок).

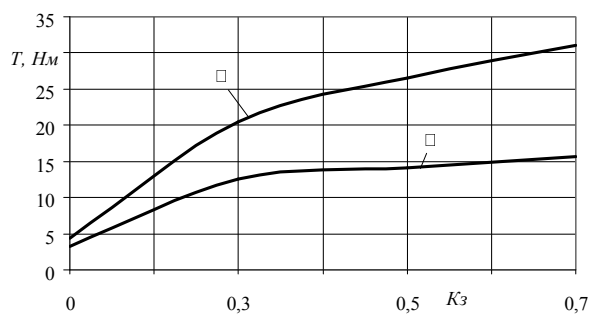


Рис. 3.39. Залежність величини пікового моменту при пуску жорсткого ГК від коефіцієнта завантаження при: 1 – плавному пуску (розгін протягом 10 с.); 2 – різкому пуску ($n = 454,4$ об/хв.)

З рисунку 3.39 видно, що при різкому пуску величина пікового моменту є значно більшою (в $1,36...1,98$ рази), у порівнянні з величиною пікового моменту при розгоні гвинтового транспортера-змішувача протягом 10 с., і при збільшенні завантаження матеріалом транспортера-змішувача вона зростає.

Виходячи з проведених досліджень можна констатувати, що вони підтверджують адекватність виконаних теоретичних досліджень. Для зменшення пікового моменту при пуску і, відповідно, навантаження на найслабшу ланку ГТТМ - ГРО, доцільно забезпечувати в завантаженому стані їх плавний пуск.

3.8.4. Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень, які виникають у гнучкому гвинтовому конвеєрі при пуску

У цьому розділі викладено результати і проведено аналіз експериментальних досліджень динамічних навантажень, які виникають у гнучких ГК при запуску. При проведенні досліджень використовувалися стенди описані в параграфі 3.2.

На рис. 3.40 представлені залежності пікових моментів, що виникають у гнучких ГК при запуску, від коефіцієнта завантаження ($K_z = 0,3...0,7$) при плавному (протягом 10 с) і різкому ($n = 454,4$ об/хв.) пуску для спірального та секційного ГРО з шарнірним з'єднанням (внутрішній діаметр кожуха $D_k = 100$ мм; діаметр ГРО – 96 мм; довжина ГРО – 4 м; транспортований матеріал - пісок).

З рисунку 3.40 видно, що при різкому пуску величина пікового моменту є більшою в $1,59...2,02$ рази для спірального ГРО та в $1,67...2,13$ рази для секційного ГРО, у порівнянні з величиною пікового моменту при розгоні гнучкого ГК протягом 10 с., і при збільшенні завантаження ГК вона зростає.

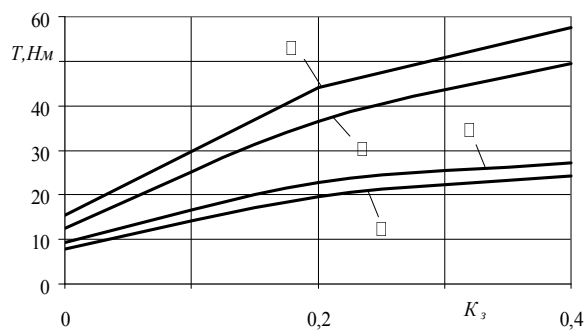


Рис. 3.40. Залежність величини пікового моменту при пуску гнучкого ГК від коефіцієнта завантаження при:
 1 – плавному пуску (спіральний ГРО);
 2 – різкому пуску (спіральний ГРО);
 3 – плавному пуску (секційний ГРО);
 4 – різкому пуску (секційний ГРО)

Аналізуючи результати досліджень можна зробити висновок, що як і для жорстких ГК, так і для гнучких ГТТМ, для зменшення пікового моменту при пуску у завантаженому стані необхідно забезпечувати їх плавний розгін, або його уникати. Також, використовуючи попередні дані досліджень (рис. 3.22), при пуску гнучкого ГК для зменшення пікового

моменту потрібно випрямити ГРО, або, якщо немає можливості, забезпечити максимальний радіус кривини його магістралі. Проектуючи ГРО слід дотримуватись умови його рівномірності, яка виходить із необхідності витримування рівномірності допустимого навантаження по всій його довжині (найбільш навантажені ланки у місці кріплення ГРО з привідним валом – рис. 1.18), та використовувати принципи розроблені у параграфі 1.5. Крім цього, кожухи для конструкцій гнучких ГК доцільно вибирати такі, що забезпечують мінімальне тертя по власній внутрішній поверхні.

3.9. Результати експериментальних досліджень конусної запобіжної муфти

При проведенні експериментальних досліджень конусної ЗМ [23] (рис. 3.41) використовувався дослідний стенд (рис. 3.17), з допомогою якого в автоматизованому режимі проводились дослідження з використанням повнофакторного експерименту в широких діапазонах частоти обертання та навантаження досліджуваного об'єкту з отриманням даних у ПК (рис. 3.42).

Досліджувались муфти з різними кутами нахилів елементів зачеплення. Отримані результати експериментальних досліджень, а саме споживаної потужності електродвигуна і обертового моменту, який передавався запобіжним пристроєм у відповідний період часу, відображались у вигляді табличних та графічних залежностей на моніторі ПК (рис. 3.42) у процентному співвідношенні до номінальної потужності. Частота обертання задавалась у вікні осцилографа в ПК у вигляді кратних чисел 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, що відповідало відповідній швидкості обертання, яку можна визначити за формулою:

$$n_{\partial} = n_{\text{НОМ}} \cdot v_c / v_M \quad (3.20)$$

де v_M – частота змінного струму електромережі, Гц; n_n – номінальна частота обертання електродвигуна, об/хв.; v_c – частота змінного струму електродвигуна, Гц.



Рис. 3.41. Загальний вигляд конусної ЗМ

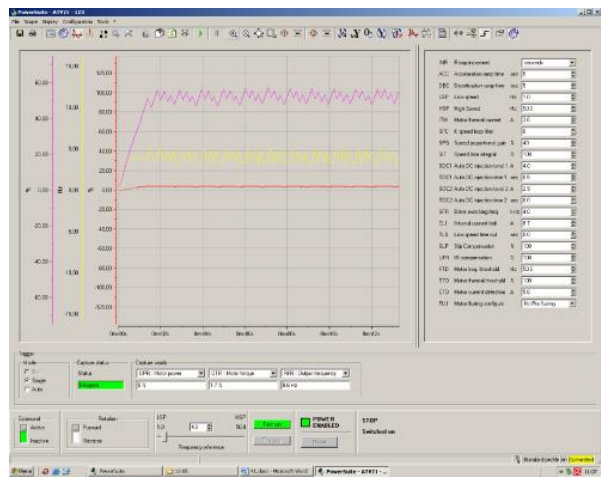


Рис. 3.42. Приклад вікна осцилографа з результатами спрацювання конусної ЗМ

Проведення експериментальних досліджень передбачало визначення величини передачі максимального обертового моменту від зміни трьох основних факторів: частоти обертання n , кута нахилу лунок α_H та сили дії підтискної пружини P . Для кожного з обраних незмінних факторів експеримент проводився тричі, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту. Характеристику факторів та значення їх рівнів для величини обертового моменту наведено у табл. 3.11.

Таблиця 3.11

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання n , об/хв.	56,8-227,2-397,6
x_2	Кут нахилу лунок α_H , град	45-50-55
x_3	Сила дії підтискної пружини P , Н	80-100-120

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [44] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 3.12.

Таблиця 3.12

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Значення	14,065	1,86	-3,181	2,779	-0,43	0,375	-0,627	-0,678	0,467	0,003

Загальний вигляд рівняння регресії величини передачі максимального обертового моменту залежно від зміни частоти обертання n , кута нахилу лунок α та сила дії підтискної пружини P за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах має вигляд:

$$T_{k(x_1, x_2, x_3)} = 14,065 + 1,86x_1 - 3,181x_2 + 2,779x_3 - 0,43x_1x_2 + 0,375x_1x_3 - 0,627x_2x_3 - 0,678x_1^2 + 0,467x_2^2 - 0,003x_3^2 \quad (3.21)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання; x_2 - кодоване значення кута нахилу лунок; x_3 - сили дії підтискної пружини.

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (3.21) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [1, 44, 72] і після проведених розрахунків для $b_{33} = 0,003$ не виконується умова значущості згідно нерівності [44]. Відповідно кінцеве рівняння регресії, що відображає функціональну залежність величини передачі максимального обертального моменту у кодованих величинах, має вигляд:

$$T_{k(x_1, x_2, x_3)} = 14,065 + 1,86x_1 - 3,18x_2 + 2,779x_3 - 0,43x_1x_2 + 0,375x_1x_3 - 0,627x_2x_3 - 0,678x_1^2 + 0,467x_2^2 \quad (3.22)$$

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3.22) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$T_{k(n, \alpha, P)} = 40,41 + 3,57 \cdot 10^{-2} n + 1,76\alpha_H + 0,43P - 5,05 \cdot 10^{-4} n\alpha_H + 1,1 \cdot 10^{-4} nP - 6,27 \cdot 10^{-3} \alpha_H P - 2,34 \cdot 10^{-5} n^2 + 1,87 \cdot 10^{-2} \alpha_H^{-2} \quad (3.23)$$

Отримане рівняння регресії (3.22) та регресійна залежність (3.23) можуть бути використані для визначення величини передачі максимального обертального моменту T_k залежно від частоти обертання n , кута нахилу лунок α_H та сили дії підтискної пружини P у таких межах зміни вхідних факторів:

$$56,8 \leq n \leq 397,6 \text{ (об/хв.)}; 45 \leq \alpha_H \leq 55 \text{ (град)}; 80 \leq P \leq 120 \text{ (Н)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних та силових параметрів конусної запобіжної муфти на величину передачі максимального обертального моменту використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за

допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів як функцію від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора (додаток Б.6). Згідно проведеного аналізу регресійних рівнянь можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального оберտального моменту, є фактори x_2 та x_3 , (α_H , P) і комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_1 (n) призводить до збільшення величини передачі максимального оберտального моменту. Загалом для збільшення величини передачі максимального оберտального моменту необхідно збільшувати силу підтискання пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок.

Результати експериментальних досліджень конусної ЗМ, для конструкції якої прийнято наступні позначення: D – діаметр розміщення елементів зачеплення, мм; d – середній діаметр внутрішнього отвору рухомого диску веденої півмуфти, мм; Δ_n – поточна деформація пружини (в режимі вмикання), мм; z – кількість елементів зачеплення в муфті; d_{kc} – середній діаметр конічного стержня, мм; α_H – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту елемента зачеплення з контактуючою поверхнею, град.; ρ_T – зведений кут тертя в парі контакту, град.; f – коефіцієнт тертя між рухомою та нерухомою частиною веденої півмуфти; C – жорсткість пружини, Н/мм; Δ_o – попередня деформація (підтиск) пружини, мм; ($D = 100$ мм; $d = 48$ мм; $\Delta_n = 4$ мм; $z = 3$; $d_{kc} = 20$ мм; $C = 16$ Н/мм; $\Delta_o = 6$ мм), представлено на рис. 3.43 і рис. 3.44.

Встановлено [23], що коефіцієнт динамічності конусної ЗМ залежить від частоти обертання муфти і прямопропорційно зростає при зростанні швидкості обертання. Так коефіцієнт динамічності K_δ при швидкості 230 об/хв. становить 1,15-1,17, а при швидкості 400 об/хв. $K_\delta = 1,25$ -1,29. Коливання коефіцієнту динамічності залежить від моменту опору і вищі показники ($K_\delta = 1,17$ при швидкості 230 об/хв.; $K_\delta = 1,29$ при швидкості 400 об/хв.) притаманні режиму буксування при більших моментах спрацювання ($T = 42$ Н·м). Коефіцієнт точності спрацювання конусної ЗМ K_m знаходиться в межах 1,13-1,17, а коефіцієнти

чутливості K_c і стабільності K_s відповідно коливаються в межах 0,99-0,98 і 0,99...0,96. Максимальне відхилення результатів експериментальних і теоретичних досліджень при порівнянні не перевищувало 17,3%.

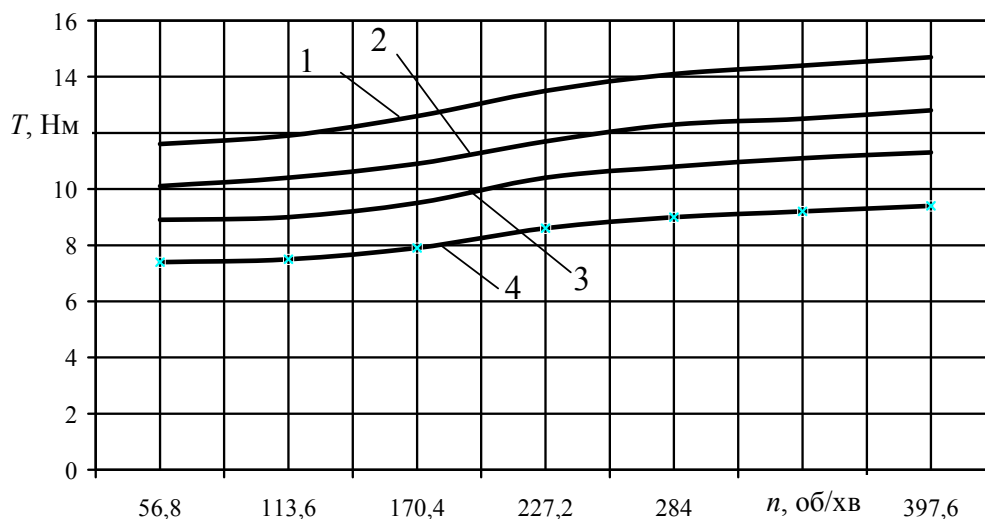


Рис. 3.43. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n_δ конусною запобіжною муфтою:
 1 - $\alpha_H = 50^\circ$; 2 - $\alpha_H = 53^\circ$; 3 - $\alpha_H = 56^\circ$; 4 - $\alpha_H = 60^\circ$

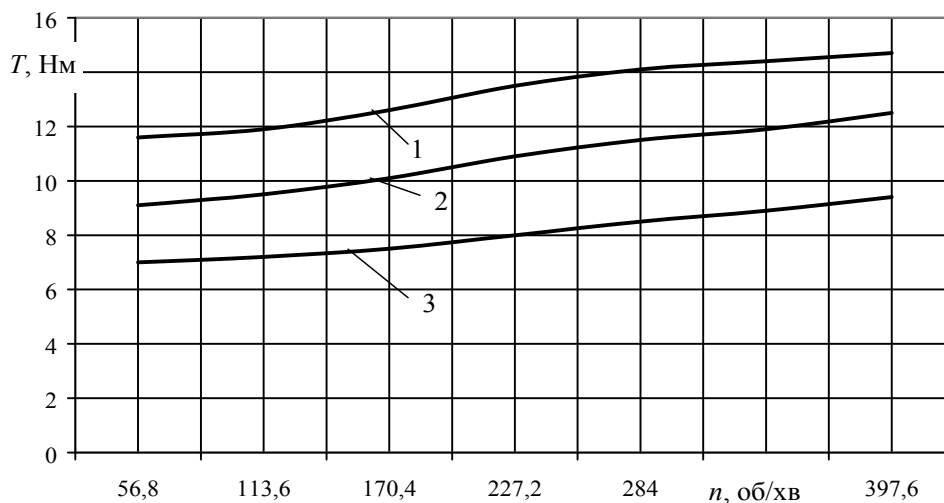


Рис. 3.44. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n_δ конусною запобіжною муфтою при $\alpha_H = 50^\circ$:
 1 - $C = 16$ Н/мм; 2 - $C = 14,4$ Н/мм; 3 - $C = 12,7$ Н/мм

Розроблена конструкція конусної ЗМ може ефективно використовуватись у приводах тихохідних і середньошвидкісних ГТТМ.

3.10. Результати експериментальних досліджень низькочастотних кулькових запобіжних муфт

При проведенні експериментальних досліджень низькочастотних кулькових ЗМ [23] використовувався дослідний стенд (рис. 3.17), з допомогою якого в автоматизованому режимі проводились дослідження з отриманням даних у ПК (приклад вікна осцилографа з результатами спрацювання кулькової низькочастотної запобіжної муфти представлено на рис. 3.45).

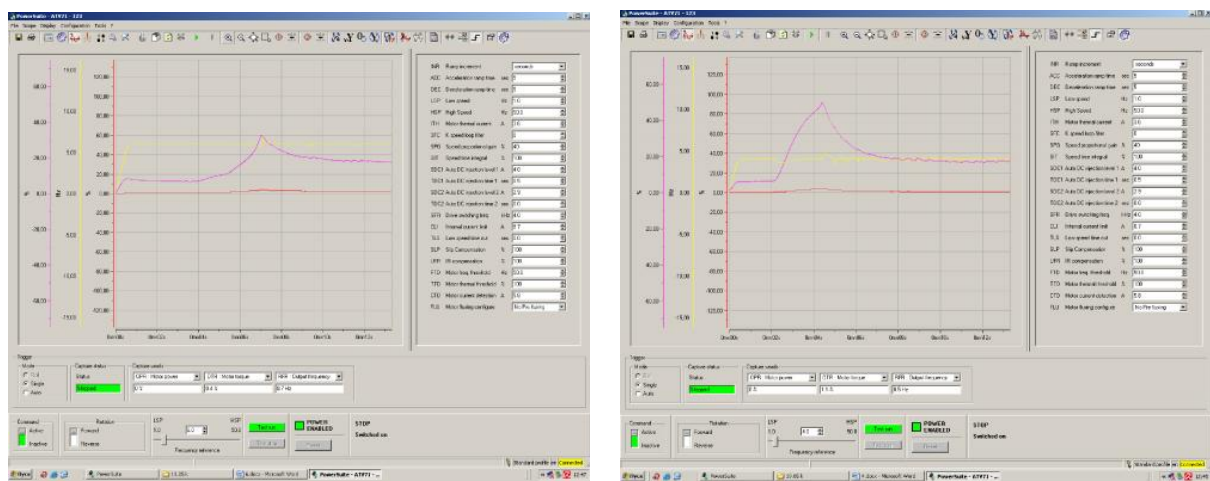


Рис. 3.45. Приклад вікна осцилографа з результатами спрацювання кулькової низькочастотної запобіжної муфти

На рис. 3.46 представлена конструкція і загальний вигляд кулькових ЗМ, що містить ведучу 1 і ведену 2 півмуфти. До ведучої півмуфти 1 жорстко за допомогою болтів 3 закріплений фланець 4, який знаходиться в контакті із веденою півмуфтою 2 через підшипник 5. На веденій півмуфті 2 жорстко встановлений диск 6, в якому виконані отвори і пази під кульки 7. З одного боку кульки 7 входять у зачеплення із лунками 8 фланця 4, а з іншого вони підтискаються через фланець 9 циліндричною пружиною стиску 10 гайками затиску 11. З метою проведення експериментальних досліджень фланці 4 використовувались різних профілів і на їх торцевих поверхнях були виконані лунки 8, а у деяких конструкціях і пази різної конфігурації (рис. 3.47.а). Також і диски 6 використовувались різних профілів (рис. 3.47 б, в, г). Фланець 9 мав можливість осьового і радіального зміщення.

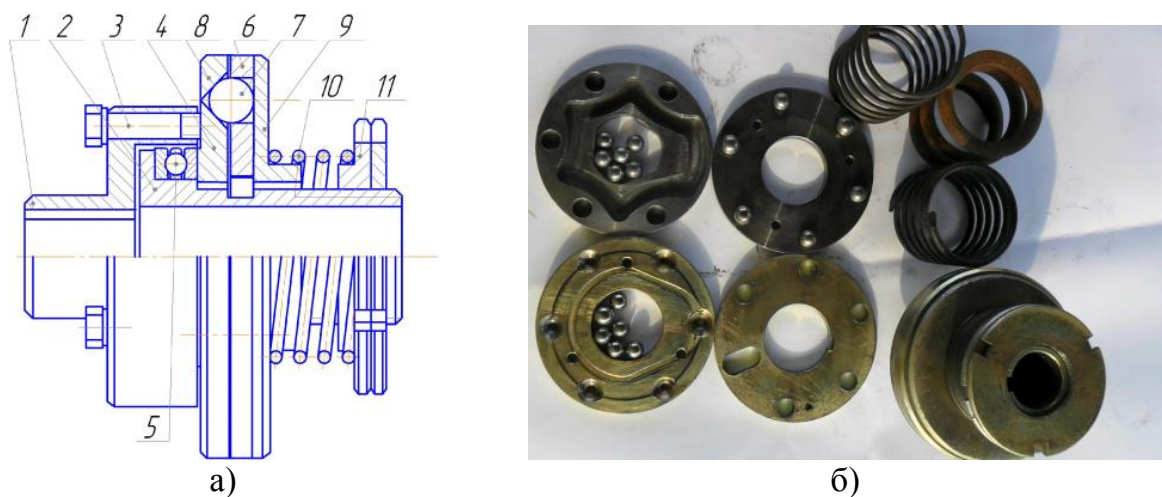


Рис. 3.46. Кулькові низькочастотні запобіжні муфти:
а) конструкція; б) загальний вигляд

Працюють низькочастотні кулькові запобіжні муфти наступним чином. Обертальний момент передається на ведучу півмуфту і через елементи зачеплення у вигляді конічних лунок і кульок, на ведену півмуфту. У випадку перевантаження кульки виходять із зачеплення з конічними лунками і відтискають фланець 9 в осьовому напрямку, деформуючи, при цьому, циліндричну пружину, що дозволяє зупинитись веденій півмуфті.

У низькочастотній кульковій ЗМ з колоподібним пазом одна із кульок, яка знаходиться в пазу 12 диска 6 (рис. 3.47.б), починає здійснювати обкатування по пазу 13, який виконаний на торцевій поверхні фланця 4 (рис. 3.47.а), зміщуючись при цьому до і від центра муфти. Після зменшення величини обертального моменту до заданого ЗМ, після здійснення декількох повних відносних провертань півмуфт, відновлює своє зачеплення і включається.

У низькочастотних кулькових ЗМ з трикутноподібним і п'ятикутноподібним пазами 12 дисків 6 (рис. 3.47.в, рис. 3.47.г) одна із кульок, яка знаходиться в даному паду, починає обкатування по ньому, що не дозволяє увійти в повне зачеплення усім кулькам з усіма лунками відповідних півмуфт. Лише при здійсненні значної кількості відносних провертань півмуфт і настання моменту співпадання усіх кульок з усіма лунками проходить включення цих низькочастотних кулькових ЗМ.

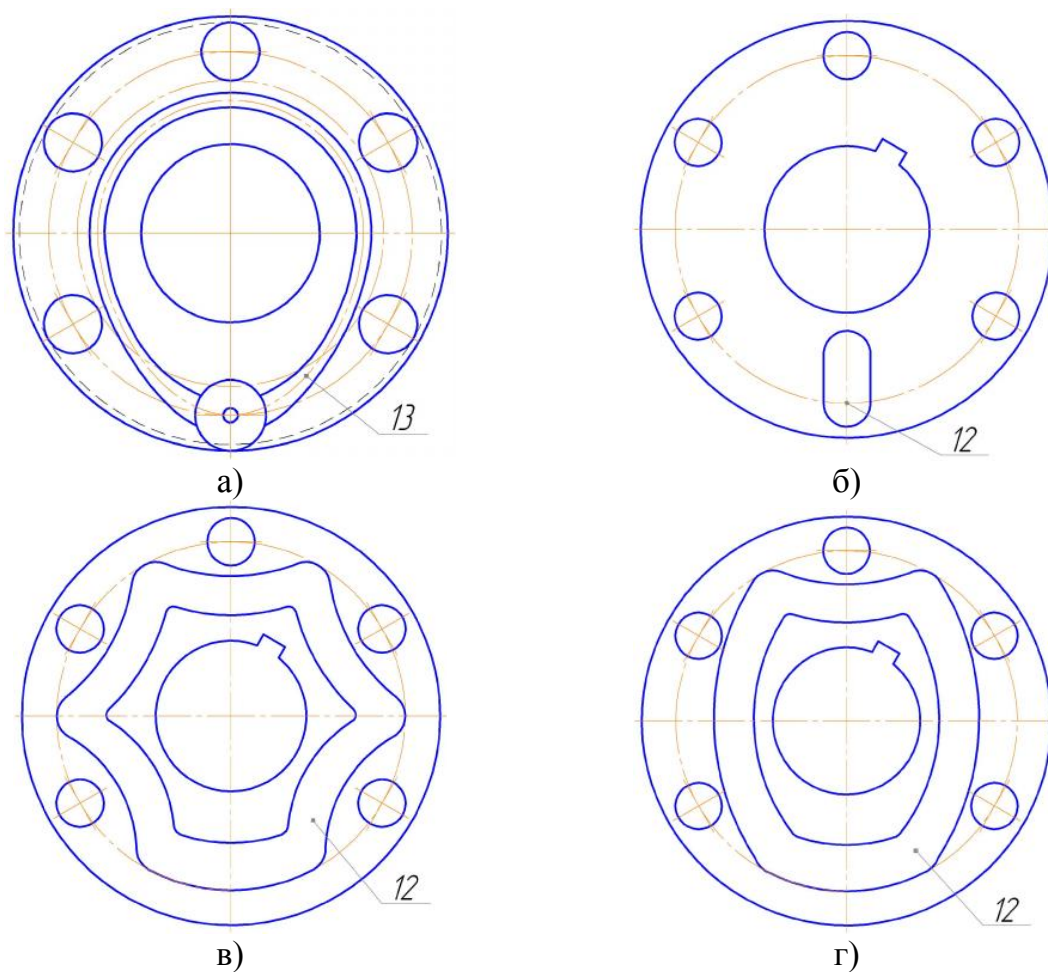


Рис. 3.47. Торцеві поверхні кулькових низькочастотних запобіжних муфт:
 а) фланець ведучої півмуфти; б), в), г) диски ведених півмуфт

Результати експериментальних досліджень кулькової низькочастотної запобіжної муфти з колоподібним пазом, для конструкції якої прийнято наступні позначення: D – діаметр розміщення елементів зачеплення, мм; d – середній діаметр внутрішнього отвору рухомого диску веденої півмуфти, мм; Δ_n – поточна деформація пружини (в режимі спрацювання), мм; z – кількість елементів зачеплення в муфті; d_k – діаметр кульки, мм; α_n – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту елемента зачеплення з контактуючою поверхні, град.; ρ_T – зведений кут тертя в парі контакту, град.; f – коефіцієнт тертя між рухомою та нерухомою частиною веденої півмуфти; C – жорсткість пружини, Н/мм; Δ_o – попередня деформація (підтиск) пружини, мм; ($D = 100$ мм; $d = 48$ мм; $\rho_T = 5^\circ$; $f = 0,15$; $\Delta_n = 3$ мм; $z = 6$; $d_k = 13$ мм; $C = 15$ Н/мм; $\Delta_o = 7$ мм), представлено на рис. 3.48 і рис. 3.49.

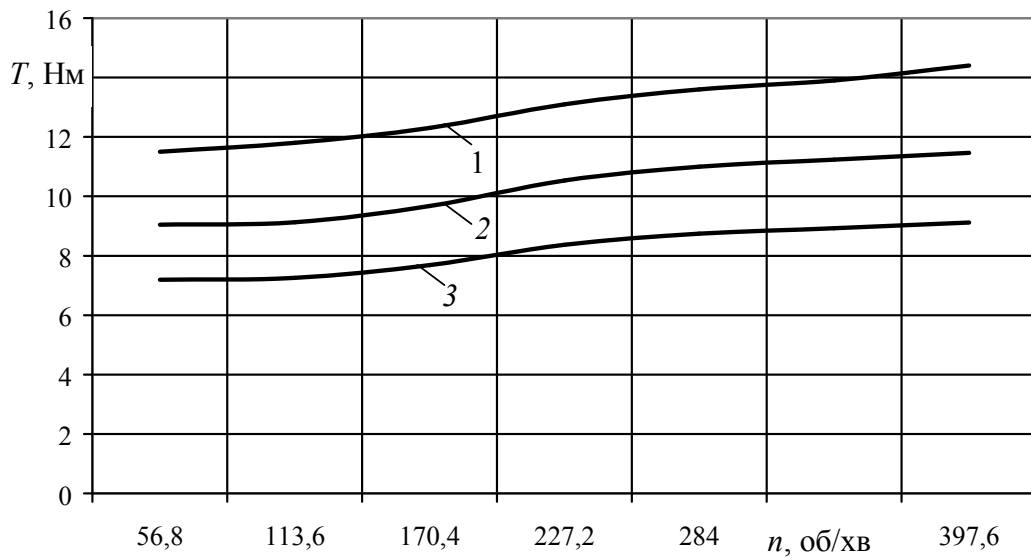


Рис. 3.48. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n_δ низькочастотною кульковою ЗМ з колоподібним пазом:
 1 - $\alpha_n = 50^\circ$; 2 - $\alpha_n = 55^\circ$; 3 - $\alpha_n = 60^\circ$

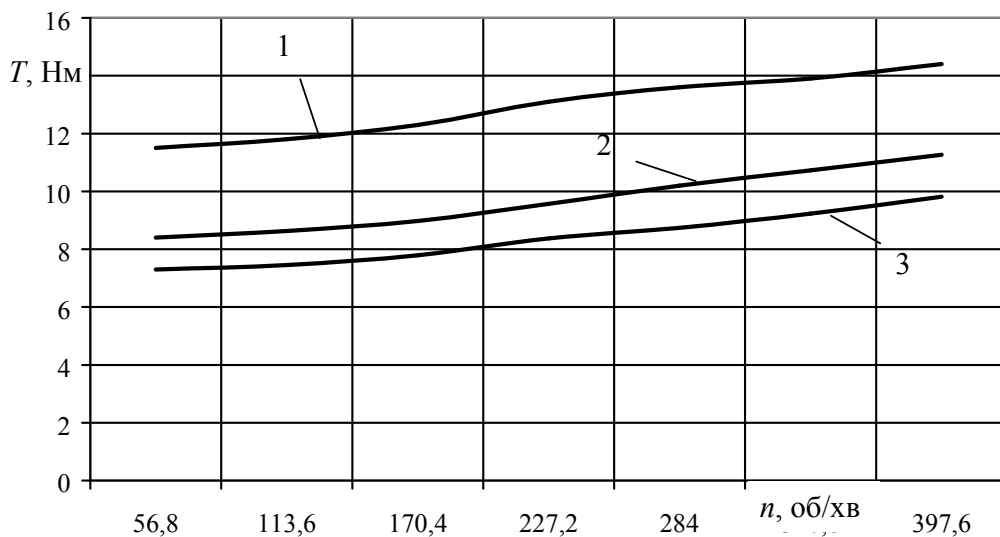


Рис. 3.49. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n_δ низькочастотною кульковою ЗМ з колоподібним пазом при $\alpha_n = 50^\circ$: 1 - $C = 15$ Н/мм; 2 - $C = 13,2$ Н/мм; 3 - $C = 12,7$ Н/мм

Встановлено [23], що коефіцієнт динамічності низькочастотної кулькової ЗМ з колоподібним пазом залежить від частоти обертання муфти і зростає при зростанні швидкості обертання. Так K_δ при швидкості 230 об/хв. становить 1,11-1,15, а при швидкості 400 об/хв. $K_\delta = 1,23-1,27$. Коливання коефіцієнта динамічності залежить від моменту опору і вищі показники ($K_\delta = 1,15$ при

швидкості 230 об/хв.; $K_\delta = 1,27$ при швидкості 400 об/хв.) притаманні режиму буксування при більших граничних обертальних моментах ($T = 14$ Н·м). Коефіцієнт точності спрацювання K_m знаходиться в межах 1,11-1,16, а коефіцієнти чутливості K_α і стабільності K_c відповідно коливаються в межах 0,99-0,98 і 0,99-0,94. Коефіцієнт частоти спрацювання $K_{\alpha c}$ рівний 1. Максимальне відхилення результатів експериментальних і теоретичних досліджень при порівнянні не перевищувало 16,9%.

Результати експериментальних досліджень низькочастотних кулькових запобіжних муфт (рис. 3.47.в, рис. 3.47.г) з трикутноподібним і п'ятикутноподібним пазами ($D = 100$; $d = 48$; $\Delta_n = 3$; $z = 5$; $d_k = 13$; $\rho_T = 5^\circ$; $f = 0,15$; $C = 15$; $\Delta_o = 7$) практично не відрізнялись між собою, а величина обертального моменту, який передавався ними, в залежності від частоти обертання мала ті ж величини що й у низькочастотної кулькової запобіжної муфти з колоподібним пазом. Проте дані муфти ефективно працювали при швидкостях до 170 об/хв., що пов'язано з їхніми конструктивними особливостями. При більших швидкостях проходило заклинювання кульки в пазу, і, відповідно, муфти починали працювати як самовідключні. Крім того, в процесі буксування кількість холостих повертань не завжди співпадала, що спричиняло до ефекту «струшування», тобто повторних ударних включень не циклічної дії, що дозволяє використовувати їх у конструкціях гвинтових змішувачів та сепараторів. Коефіцієнти динамічності цих муфт становлять 1,11-1,13 при швидкості 170 об/хв. Коефіцієнт точності спрацювання K_m знаходиться в межах 1,1-1,18, а коефіцієнти чутливості K_α і стабільності K_c відповідно коливаються в межах 0,99-0,98 і 0,99-0,94. Коефіцієнти частоти спрацювання $K_{\alpha c}$ для низькочастотної кулькової ЗМ з трикутноподібним пазом коливається в межах 1,17-1,83, а з п'ятикутноподібним пазом $K_{\alpha c} = 2,33-6,5$. Для підвищення ефективності таких муфт виступи в пазах 12 (рис. 3.47.в, рис. 3.47.г) доцільно виконувати більш пологими, що дозволить їх використовувати при вищих швидкостях обертання. Проте при швидкостях до 170 об/хв. дані ЗМ можна ефективно використовуватись у конструкціях ГЗ і ГС.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ ТА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ

4.1. Оптимізація швидкохідних гвинтових конвеєрів за енергоємністю

На вибір режимів роботи швидкохідних конвеєрів та енергосилові параметри транспортування великий вплив мають такі фактори, як [84]: параметр швидкісного режиму ГК (коефіцієнт швидкохідності) P ; коефіцієнт кроку $k_T = p_k / D$, що задає кут нахилу α гвинтової поверхні, $\text{tg}\alpha = k_T / \pi$; коефіцієнти зовнішнього тертя вантажу до поверхонь, відповідно, гвинтового робочого органу та жолоба μ_1 і μ_2 . Причому вплив вказаних факторів неоднозначний. Наприклад, у вертикальному конвеєрі осьова швидкість транспортування однозначно збільшується із ростом ω , D , знижується із ростом μ_1 і має оптимум у зоні зміни α . Зниження питомої енергоємності гвинтових конвеєрів однозначно досягається зниженням коефіцієнту тертя μ_1 та пошуком зони оптимуму для конструктивних та кінематичних параметрів. А тому, в задачах дослідження ГК і оптимального вибору їх параметрів та режимів роботи із умови мінімізації енергоємності процесу транспортування, необхідний комплексний підхід із врахуванням можливої зміни всіх значущих факторів, що створює суттєві труднощі для їх розв'язку в загальному вигляді.

Отримані в [79] результати підтверджують те, що з похибкою, яка не перевищує 2...3%, зміну осьової швидкості частинки від кутової швидкості шнека ω , при стабільному завантаженні і постійному коефіцієнту заповнення конвеєра ϕ_3 , можна апроксимувати лінійною залежністю, параметри якої визначають з таких умов: при критичній кутовій швидкості ($\omega = \omega_k$) осьова складова швидкості частинки $v_z = 0$, при (умовно) $\omega \rightarrow \infty$ осьова складова швидкості максимальна для гвинтового транспортування і відповідає теоретичній швидкості без врахування сили земного тяжіння.

Згідно [79] критична кутова швидкість вертикального конвеєра, при якій призупиняється осьове транспортування:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{2g}{\mu_2 D} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)} = \omega \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 P}}, \quad (4.1)$$

а для швидкохідних конвеєрів осьова складова швидкості частинки не перевищує граничного значення (при $\omega \rightarrow \infty$):

$$v_{z \max} = \frac{p_k \omega}{2\pi [1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \alpha]}. \quad (4.2)$$

Відповідно зміну осьової складової швидкості частинки можна апроксимувати залежністю:

$$v_z = \frac{p_k (\omega - \omega_k)}{2\pi [1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \alpha]}. \quad (4.3)$$

Тоді закон зміни кутової швидкості вантажу буде визначатися залежністю:

$$\omega_A = \omega - \frac{(\omega - \omega_k)}{1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \alpha} = \frac{\omega_k + \omega \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.4)$$

а тангенс кута нахилу гвинтової траєкторії, якою переміщується вантаж у кожусі:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{(\omega - \omega_k) \operatorname{tg} \alpha}{\omega_k + \omega \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4.5)$$

Згідно [13, 38] абсолютна швидкість частинки v та її колова складова v_θ , відповідно: $v = v_z / \sin \beta$, $v_\theta = v_z / \operatorname{tg} \beta$.

Для похилих гвинтових конвеєрів показано [59], що середня величина осьової складової швидкості може бути представлена залежністю:

$$v_z = \frac{p_k (\omega - \omega_k \sqrt{\sin \gamma})}{2\pi [1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \alpha]}. \quad (4.6)$$

Аналогічним чином для визначення середніх кутової швидкості ω_A та кута нахилу траєкторії β можна використати залежності (4.4 і 4.5), де замість критичної кутової швидкості ω_k для похилих конвеєрів ($\gamma > 60^\circ$) приймають приведені його значення $\omega_{k\gamma} = \omega_k \sqrt{\sin \gamma}$.

З метою узагальнення отриманих результатів проведемо зміну вхідних параметрів моделі, вибравши за незалежні фактори безрозмірні параметри, які є критеріями подібності вертикального транспортування, а саме:

$$Sc = \frac{\omega_k}{\omega} = \sqrt{\frac{\text{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 P}}; \quad C_\beta = \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} \beta_0} = \text{tg}(\alpha + \varphi_1) \text{tg} \alpha. \quad (4.7)$$

Перший безрозмірний критерій подібності Sc характеризує відносну величину критичної кутової швидкості і є надзвичайно важливим параметром, що характеризує зміну швидкості транспортування у вертикальних гвинтових конвеєрах під впливом сили тяжіння, другий безрозмірний критерій подібності C_β задає напрямок вектора швидкості гвинтового транспортування вантажу у швидкохідних конвеєрах. Для похилих конвеєрів, з певними допущеннями, можна приймати $Sc_\gamma = Sc \sqrt{\sin \gamma}$.

Тоді залежності для визначення осьової складової швидкості v_z , кутової швидкості ω_A , а також кута нахилу β приймуть простий вигляд:

$$v_z = \frac{p_k \omega}{2\pi} \cdot \frac{1 - Sc}{1 + C_\beta}; \quad \omega_A = \omega \frac{Sc + C_\beta}{1 + C_\beta}; \quad \text{tg} \beta = \text{tg} \alpha \cdot \frac{1 - Sc}{Sc + C_\beta}. \quad (4.8)$$

Питома енергоємність [79] одного метра конвеєра для забезпечення одиничного об'ємного розходу вантажу визначається як:

$$w = \frac{dN}{Q dl} = \frac{\mu_2 \rho D^2 \omega_A^2 \omega \cos \beta}{4v_z}. \quad (4.9)$$

Аналіз залежності (4.9) показує, що відносна питома енергоємність w буде функцією таких безрозмірних параметрів $w = F(\mu_1, C_\beta, Sc)$, із яких перемінними

проектування можна вважати тільки параметри Sc та C_β . Функція $w = F(\mu_1, C_\beta, Sc)$ в межах зміни цих параметрів має глобальний мінімум і оптимальні значення Sc та C_β , що мінімізують енергоємність конвеєра визначаються із умови $\partial F / \partial Sc = 0$; $\partial F / \partial C_\beta = 0$.

Безрозмірні параметри Sc та C_β є критеріями, відповідно, динамічної та кінематичної подібності конвеєрів, і їх раціональні значення, що мінімізують енергоємність гвинтового конвеєра, не залежать від геометричних розмірів конвеєрів і, в меншій мірі, ніж інші параметри, залежать від фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу. На рис. 4.1 і 4.2 показана зміна питомої енергоємності транспортування w від безрозмірних параметрів, відповідно, Sc та C_β для гвинтового конвеєра діаметром $D = 0,1$ м при транспортуванні сипкого матеріалу із коефіцієнтами зовнішнього тертя $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$. Згідно проведеного аналізу (рис. 4.1 – рис. 4.2), область раціональних значень вказаних параметрів, при яких приведена енергоємність мінімізується, відповідає значенням $0.2 \leq Sc \leq 0.5$ та $0.1 \leq C_\beta \leq 0.25$. Використання безрозмірних параметрів суттєво спрощує постановку відповідної оптимізаційної задачі [43].

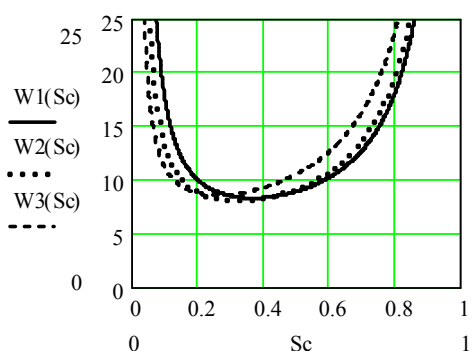


Рис. 4.1. Зміна питомої енергоємності транспортування $w = W$ гвинтового конвеєра діаметром $D = 0,1$ м від параметра Sc відповідно для:
 $W1(Sc)$ - $p_k = 0,08$ м; $W2(Sc)$ - $p_k = 0,06$ м;
 $W3(Sc)$ - $p_k = 0,04$ м.

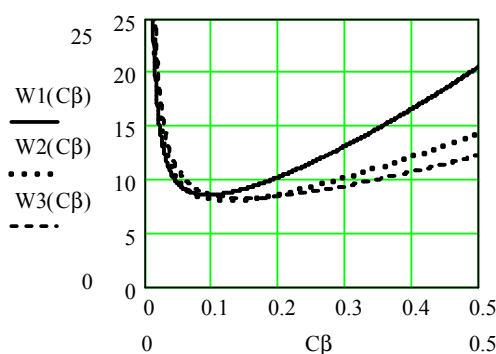


Рис. 4.2. Зміна питомої енергоємності транспортування $w = W$ конвеєра діаметром $D = 0,1$ м від параметра C_β відповідно для: $W1(C_\beta)$ - $Sc = 0,2$;
 $W2(C_\beta)$ - $Sc = 0,3$; $W3(C_\beta)$ - $Sc = 0,4$.

За відомими рекомендованими значеннями параметрів Sc_{Π} та $C_{\beta\Pi}$ для потоку вантажу кут нахилу гвинтової поверхні α та кутова швидкість гвинта визначаються за залежностями:

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{C_{\beta\Pi} + \frac{\mu_1^2(1 + C_{\beta\Pi})^2}{4}} - \frac{\mu_1(1 + C_{\beta\Pi})}{2}; \quad \omega = \sqrt{\frac{2g \cdot \operatorname{tg}\alpha}{D \cdot Sc_{\Pi}^2 C_{\beta\Pi}}}. \quad (4.10)$$

4.1.1. Оптимізація вертикальних та круто-нахилених гвинтових конвеєрів

При проектуванні вертикальних та круто-нахилених гвинтових конвеєрів вихідними даними є його продуктивність, реологічні властивості вантажу, довжина транспортування та висота підйому, тощо. За цільові функції при постановці оптимізаційної задачі доцільно прийняти його енергоємність та матеріаломісткість, тобто основні параметри, що регламентуються відповідними нормативними матеріалами, а інші вимоги із забезпечення необхідного технічного рівня розглядати у функціях обмеження разом із фізико-механічними технологічними, конструктивними та іншими обмеженнями. Вихідними даними для проектування вертикальних та круто-нахилених конвеєрів є задана продуктивність гвинтового конвеєра Q_s , довжина траси транспортування L .

Параметри завантажувальної зони визначаються із умови рівномірного захоплення вантажу, забезпечення стабільності гідравлічного або нормального їх витікання і складають окрему задачу. Відповідно задача оптимізації гвинтового конвеєра зводиться до оптимізації енерговитрат чи матеріалоємності конвеєра одиничної довжини.

При оптимізації за приведеними енерговитратами вертикального транспортування за цільову функцію доцільно прийняти його питому енергоємність $w = w(Sc_{\Pi}, C_{\beta\Pi}, \mu_1)$ (дж/м⁴), що залежать від безрозмірних критеріїв кінематичної подібності $C_{\beta\Pi}$ і динамічної подібності Sc_{Π} та коефіцієнту тертя ковзання вантажу до поверхні гвинта μ_1 . Проведемо відповідні

перетворення залежності для визначення питомої енергоємності, як функції безрозмірних параметрів. При цьому використовуємо виведені залежності для визначення параметрів потоку:

$$\begin{aligned}
 w &= \frac{\mu_2 \rho_{\Pi} D^2 \omega_{\Pi}^2 \omega \cos \beta_{\Pi}}{4\nu_{\Pi}} = \rho g \frac{\mu_2 D \omega^2}{2g} \cdot \left(\frac{\omega_{\Pi}}{\omega} \right)^2 \cdot \frac{D \omega}{2\nu_{\Pi}} \cdot \cos \beta = \\
 &= \rho g \frac{\mu_2 P}{1} \cdot \left(\frac{Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi}}{1 + C_{\beta}} \right)^2 \cdot \frac{1 + C_{\beta\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha (1 - Sc_{\Pi})} \cdot \cos \beta = \\
 &= \rho g \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{Sc_{\Pi}^2} \cdot \left(\frac{Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi}}{1 + C_{\beta\Pi}} \right)^2 \cdot \frac{1 + C_{\beta\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha (1 - Sc_{\Pi})} \cdot \cos \beta.
 \end{aligned} \tag{4.11}$$

Враховуючи те, що $\frac{\omega_{\Pi}}{\omega} = \frac{Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi}}{1 + C_{\beta\Pi}}$; $\frac{D \omega}{2\nu_{\Pi}} = \frac{1 + C_{\beta\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha (1 - Sc_{\Pi})}$;

$$\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) = C_{\beta\Pi} / \operatorname{tg} \alpha ;$$

$$\cos \beta_{\Pi} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_{\Pi}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \frac{(1 - Sc_{\Pi})^2}{(Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi})^2}}} = \frac{Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi}}{\sqrt{(Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi})^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha (1 - Sc_{\Pi})^2}},$$

отримаємо кінцеву залежність для визначення питомої енергоємності згідно якої:

$$w = \frac{\rho_{\Pi} g C_{\beta\Pi} (Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi})^3}{Sc_{\Pi} (1 + C_{\beta})(1 - Sc_{\Pi}) \operatorname{tg}^2 \alpha \sqrt{(Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi})^2 + (1 - Sc_{\Pi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}, \tag{4.12}$$

де α - кут підйому гвинтової поверхні, що пов'язаний із параметром C_{β} в околі раціональної точки C_{β} залежністю, близькою до лінійної:

$$\operatorname{tg} \alpha = \sqrt{0,25\mu_1^2 (1 + C_{\beta\Pi} / k_{\beta})^2 + C_{\beta\Pi} / k_{\beta}} - 0,5\mu_1 (1 + C_{\beta\Pi} / k_{\beta}) \approx A(\mu_1) - C_{\beta} B(\mu_1), \tag{4.13}$$

де $A(\mu_1)$ та $B(\mu_1)$ - параметри моделі.

Загальноприйняте [38, 48, 76] визначення потужності транспортування проводиться за залежністю $N = \rho_{\Pi} g Q (W_L L + H)$, чи для вертикальних шнеків $N = \rho_{\Pi} g Q L W_H$, де W_L та W_H - коефіцієнт опору переміщенню вантажу; L та H -

відповідно довжина транспортування та висота підйому вантажу, для вертикальних ГК $L = H$. Із врахуванням викладеного, згідно (4.12) цільову функцію f_0 можна представити у вигляді:

$$w = N / (Q \cdot L) = \rho_{\Pi} g W \rightarrow \min ; f_0 = W \rightarrow \min , \quad (4.14)$$

де
$$W = \frac{C_{\beta\Pi} (Sc_{\Pi} + C_{\beta O})^3}{Sc_{\Pi} (1 + C_{\beta\Pi}) (1 - Sc_{\Pi}) \operatorname{tg}^2 \alpha \sqrt{(Sc_{\Pi} + C_{\beta\Pi})^2 + (1 - Sc_{\Pi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}$$

безрозмірний критерій енергоемності (коефіцієнт опору переміщенню вантажу).

Аналіз (4.11, 4.13) показує, що енерговитрати однозначно зменшуються із зниженням коефіцієнту тертя μ_1 , а мінімізація енерговитрат досягається вибором оптимальних параметрів $C_{\beta\Pi}$ і Sc_{Π} для яких функція w має глобальний мінімум, рис. 4.3.

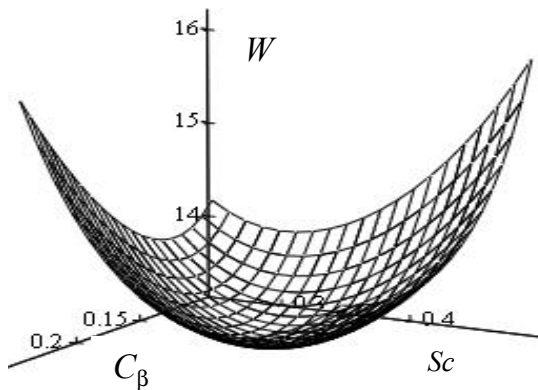


Рис. 4.3. Зміна безрозмірного критерію енергоемності W залежно від критеріїв динамічної та кінематичної подібності

Для конкретного типорозміру гвинтового конвеєра, що має забезпечити задану продуктивність Q_3 в число незалежних параметрів моделі потрібно включити зовнішній діаметр гвинта D , який з діаметром прохідного січення конвеєра D_0 пов'язаний співвідношенням $D = k_0 D_0$, та

безрозмірним параметром діаметра вала $k_d = d / D$. Оскільки вибір зазору між кожухом та гвинтом вибирається залежно від транспортованого матеріалу, то коефіцієнт k_0 вибирається незалежно від інших параметрів і не включається в оптимізаційну модель. А тому за незалежні параметри при розв'язку оптимізаційної моделі приймаємо $x_1 = Sc$; $x_2 = C_{\beta}$; $x_3 = D$; $x_4 = k_d = d / D$.

На зміну цих незалежних параметрів накладаються ряд обмежень f_i :

1. Забезпечення продуктивності – основне обмеження:

$$Q = \varphi_0 \omega_{\Pi} T \left[D_0^2 - d^2 \right] / 8 \geq Q_3. \quad (4.15)$$

2. Обмеження (технологічне) граничної кутової швидкості $\omega \leq \xi \omega_{\max}$.

3. Забезпечення швидкісного режиму має вигляд $\omega \geq \zeta \omega_{кр}$, де ζ - коефіцієнт запасу, $\zeta = 2,0 - 2,5$. Загалом це обмеження прийме такий вигляд:

$$Sc \leq 1/\zeta. \quad (4.16)$$

4. Умова стабільності транспортування по всій ширині гвинта [38]
 $n_{\min} = 13,5 \sqrt{g \sin(\alpha_d - \varphi_1) / (d \sin \varphi_1)}$.

5. Умова відсутності протидії збоку обертового руху шнека під час завантаження ГК: $k_{\omega} \omega^2 D / 2 < g$, де $k_{\omega} = 0,2 - 0,4$, яке адекватне обмеженню $P_k \leq P_{\max}$.

6. Обмеження по товщині гвинтової спіралі із умови стійкості при виготовленні $2H/\delta + d - D \geq 0$, де H - товщина спіралі; δ - гранична відносна товщина, за якої можливе навивання стрічки на ребро [13, 63].

7. Технологічні обмеження із умови пластичної деформації при навиванні спіралі $d/2 - D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{дон}^2} / (\pi \phi_{дон}) \geq 0$ [14, 63], де $\phi_{дон}$ - коефіцієнт максимального видовження зовнішнього краю гвинтової стрічки при пластичному деформуванні.

Знаходження параметрів x_j за заданими цільовою функцією f_0 та функціями обмежень $f_i \leq 0$ відноситься до класу задач нелінійного програмування, аналіз якої проводимо за допомогою умов Куна-Таккера із використанням методу множників Лагранжа [5], із якого випливає, що існують множники $u_i \geq 0$, $i = 1, 2, \dots, n$, такі, що $u_i f_i = 0$ і $\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = 0$, де

$$\varphi(x_j, u_i) = f_0 + \sum_{i=1}^n u_i f_i.$$

Для строгого розв'язку даної оптимізаційної задачі, необхідно записати накладені обмеження $f_i \leq 0$ виключно через незалежні змінні $x_1 = Sc$; $x_2 = C_\beta$; $x_3 = D$; $x_4 = k_d = d/D$. При цьому функції обмеження набувають громіздкого вигляду. Оскільки параметри $x_3 = D$; $x_4 = k_d = d/D$ не входять у цільову функцію, доцільно задачу оптимізації розділити на вирішення базової задачі із пошуком глобального мінімуму за параметрами $x_1 = Sc$ і $x_2 = C_\beta$ та визначенням параметрів $x_3 = D$; $x_4 = k_d = d/D$ за функціями обмежень.

Точка глобального мінімуму функції $W(Sc; C_\beta)$ визначається за розв'язком системи диференціальних рівнянь:

$$\partial f_0 / \partial x_1 = \partial W / \partial Sc = 0 ; \quad \partial f_0 / \partial x_2 = \partial W / \partial C_\beta = 0 . \quad (4.17)$$

Оскільки аналітично дану систему розв'язати неможливо, то досліджуємо її числовими методами. На рис. 4.4 показані розміщення оптимальних значень $x_1 = Sc$ і $x_2 = C_\beta$, що мінімізують $W(Sc; C_\beta)$ для різних рівнів коефіцієнта тертя ковзання вантажу до поверхні гвинта μ_1 .

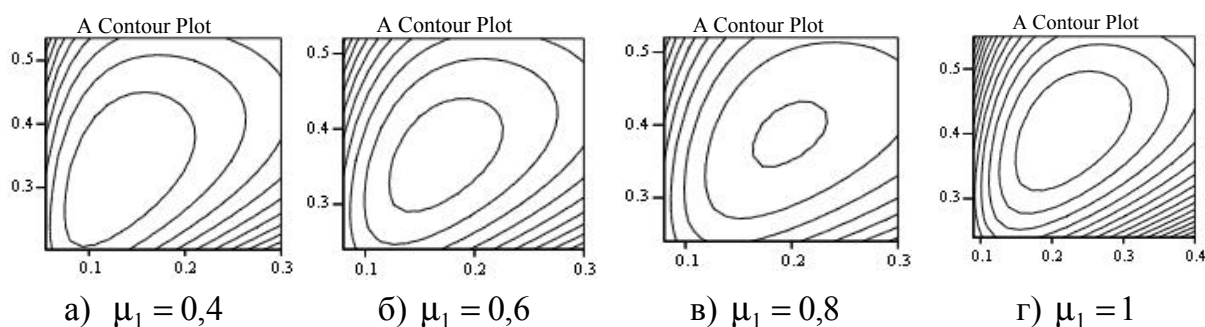


Рис. 4.4. Розміщення оптимальних параметрів кінематичної подібності $C_{\beta\Pi}$ (по горизонталі) і динамічної подібності Sc_{Π} (по вертикалі) для різних рівнів μ_1 .

За результатами числового розв'язку оптимізаційної задачі визначено теоретично-оптимальні поєднання факторів Sc_{Π} та $C_{\beta\Pi}$ (табл. 4.1), які мінімізують безрозмірний критерій енергоємності (коефіцієнт опору переміщенню вантажу) W та, відповідно енергоємність ГК.

Таблиця 4.1

Теоретично – оптимальні значення Sc_{II} та $C_{\beta II}$, що мінімізують енергоємність вертикального ГК

Параметри оптимізації та функція W	Коефіцієнт тертя ковзання вантажу до поверхні гвинта μ_1									
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Sc_{II}	0,275	0,32	0,35	0,37	0,38	0,388	0,395	0,4	0,405	0,41
$C_{\beta II}$	0,1	0,125	0,15	0,17	0,185	0,195	0,205	0,215	0,22	0,23
W	5,95	8,044	10,46	13,22	16,34	19,85	23,75	28,05	32,77	37,9

Зміна мінімального теоретичного рівня критерію енергоємності W (табл. 4.1) від μ_1 із коефіцієнтом кореляції $r = 0,998$ апроксимується залежністю:

$$W = 2,30 + 6,64\mu_1 + 19,16\mu_1^2. \quad (4.18)$$

Статистичним аналізом доведено, що із відхиленням W не більше 1%, для $0,3 \leq \mu_1 \leq 1,2$ значення оптимальних параметрів безрозмірного критерію динамічної подібності Sc_{II} та кута підйому гвинта за зовнішнім діаметром $\text{tg}\alpha$ визначаються за регресійними залежностями:

$$Sc_{II}(\mu) = 0,3 + 0,1\mu_1; \quad \text{tg}\alpha = f(\mu) = 0,25 - 0,1\mu_1. \quad (4.19)$$

Відповідно критерій кінематичної подібності $C_{\beta II} = C_{\beta II}(\mu_1; \alpha)$, що при заданому Sc згідно (4.19) буде визначається за залежністю:

$$C_{\beta} = \frac{0,0625 + 0,2\mu_1 - 0,09\mu_1^2}{1 - 0,25\mu_1 + 0,1\mu_1^2} \quad (4.20)$$

Потрібно відмітити те, що мінімізують питому енергоємність ГК пари значень Sc_{II} та $C_{\beta II}$, які визначаються одночасно за залежностями (4.19, 4.20).

Встановлено, що для вертикальних ГК при $\mu_1 \geq 0,4$ раціональних значень

$Sc_{II} = 0,4$; $C_{\beta II} = 0,2$ є компромісними і задають низький рівень енергоємності, відхилення якого від мінімально можливого за (4.18) не перевищує 5%. Для вказаних Sc_{II} та $C_{\beta II}$, безрозмірний критерій енергоємності визначається за залежністю:

$$W = 3,69 + 3,40\mu_1 + 21,04\mu_1^2. \quad (4.21)$$

Обмеження (4.15) не впливає на вибір оптимальних параметрів Sc_{II} та $C_{\beta II}$, оскільки вона містить незалежний параметр ще один незалежний параметр $x_3 = D$.

Для рекомендованих значень параметру ζ в обмеженні (4.16) $\zeta = 2,0 - 2,5$ отримаємо значення динамічного критерію $Sc \leq 0,4 - 0,5$, що не відсікає зону глобального мінімуму та не порушує вибір раціональних значень Sc_{II} та $C_{\beta II}$.

У випадку забезпечення заданого обмеження (4.16) для високошвидкісних вертикальних конвеєрів, коли $\zeta \geq 3 - 5$, параметр динамічної подібності буде $Sc = 1/\zeta \leq 0,2 - 0,3$. Відповідно раціональний параметр $C_{\beta II}$ визначається числовими методами чи графічно, рис. 4.5.

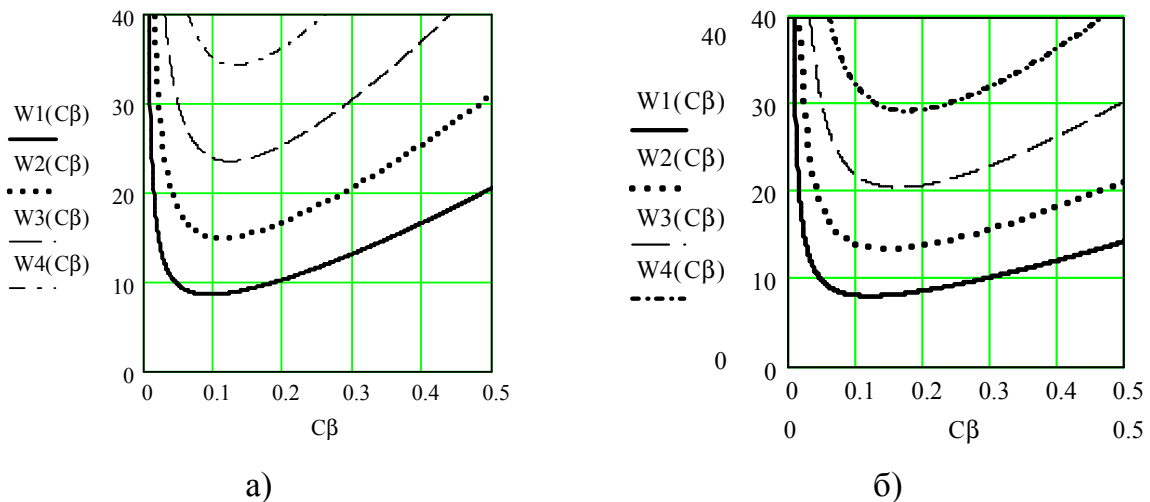


Рис. 4.5. Вибір раціональних значень критерію кінематичної подібності $C_{\beta II}$ за заданими значеннями $Sc_{II} = 0,2$ (а) та $Sc_{II} = 0,3$ (б) для матеріалів із коефіцієнтом тертя μ_1 відповідно: W1- $\mu_1 = 0,4$; W2- $\mu_1 = 0,6$; W3- $\mu_1 = 0,8$; W4- $\mu_1 = 1,0$.

Для випадку реалізації обмеження f_5 за коефіцієнтом швидкохідності,

приймають $P_k = P_{дон}$, вибирають критерій $0,15 \leq C_{\beta\Pi} \leq 0,2$, за яким визначають кут підйому гвинта α . Безрозмірний критерій динамічної подібності визначають із залежності:

$$Sc_{\Pi} = \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 P_k}}. \quad (4.22)$$

Після уточнення Sc_{Π} та $C_{\beta\Pi}$ таким чином, щоб не порушувалась обмеження f_5 розрахунок режимів роботи ГК проводять за відповідними залежностями [79], а розрахунок конструктивних параметрів проводять згідно технологічних обмежень f_6 та f_7 . Якщо визначальною умовою є обмеження f_4 , то розрахунок проводять за тією ж схемою, з тією відмінністю, що коефіцієнт швидкохідності обмежується знизу.

Обмеження f_2 за кутовою швидкістю, аналогічно обмеженню f_3 накладає обмеження безпосередньо на критерій Sc_{Π} . Воно, як правило, не відсікає зони оптимуму.

4.1.2. Оптимізація горизонтальних гвинтових конвеєрів

При проектуванні горизонтальних гвинтових конвеєрів, як для вертикальних, вихідними даними є його продуктивність, реологічні властивості вантажу, довжина транспортування та висота підйому. Аналогічно, за цільову функцію при постановці оптимізаційної задачі доцільно прийняти його енергоємність, а інші вимоги враховуються функціями обмеження. Для горизонтальних конвеєрів енергоємність залежить від коефіцієнтів тертя ковзання вантажу до поверхні гвинта μ_1 та до поверхні кожуха μ_2 .

Приведена енергоємність конвеєра (цільова функція) для горизонтального конвеєра буде описуватись такою ж залежністю, як для вертикального, яку доцільно подати у вигляді:

$$w = \frac{N}{\rho Q L} = \frac{\mu_2 \rho_{\Pi} D^2 \omega_{\Pi}^2 \omega \cos \beta_{\Pi}}{4 \nu_{\Pi}} = \frac{\mu_2 \rho_{\Pi} g P_s (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{\Pi}) \cos \beta_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{\Pi}}, \quad (4.23)$$

де $\beta_{\Pi} = \pi / 2 - \alpha - \varphi_1 - \Delta\beta$ - середній кут нахилу траєкторії потоку, для горизонтальних конвеєрів усереднене відхилення $\Delta\beta$ кута нахилу β траєкторії потоку під впливом тяжіння рівне $\Delta\beta = 0$; $P_S = D\omega_{\Pi}^2 / (2g)$ - коефіцієнт швидкохідності потоку, пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $P_k = D\omega^2 / (2g)$ залежністю $P_S = PC_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$.

Тут незалежними параметрами будуть такі: $x_1 = P_S$, $x_2 = \alpha$ - кут підйому гвинта; а також $x_3 = \mu_1$ і $x_4 = \mu_2$ - відповідні коефіцієнти тертя, значення яких задано умовами проектування.

Для горизонтальних конвеєрів із врахуванням середнє значення кута нахилу траєкторії буде $\beta_{\Pi} = \pi / 2 - \alpha - \varphi_1$, то залежність (4.23) прийме вигляд:

$$w = \frac{N}{QL} = \frac{\mu_2 \rho_{\Pi} g P_S [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)] \sin(\alpha + \varphi_1)}{\operatorname{tg} \alpha} = \mu_2 \rho_{\Pi} g P_S \cdot W(\alpha; \mu_1). \quad (4.24)$$

Аналіз (4.24) показує, мінімум цільової функції буде однозначно досягтися при: $x_1 = P_S \rightarrow \min$, $x_3 = \mu_1 \rightarrow \min$ та $x_4 = \mu_2 \rightarrow \min$, які приймаються мінімально можливими, що допускаються функціями обмеження (для P_S), чи виходячи із властивостей вантажу (для μ_1 та μ_2). Отже задача мінімізації цільової функції w зводиться до мінімізації функції:

$$W(\alpha; \mu_1) = \frac{\cos \varphi_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\sin \alpha} \rightarrow \min. \quad (4.25)$$

Характер зміни $W(\alpha; \mu_1)$ від кута α а також від безрозмірного критерію кінематичної подібності $C_{\beta\Pi} = C_{\beta\Pi}(\operatorname{tg} \alpha, \mu_1)$, приведені на рис. 4.6. Параметри α та $C_{\beta\Pi}$ пов'язані між собою функціональною залежністю (4.13).

Умова мінімізації функції (4.25) при заданому значенні $\varphi_1 = \operatorname{arctg} \mu_1 \in dW(\alpha; \mu_1) / d\alpha = 0$, тобто:

$$d\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\sin \alpha}\right) / d\alpha = \frac{1}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{\sin \alpha}{\cos^2(\alpha + \varphi_1)} - \frac{\sin(\alpha + \varphi_1) \cos \alpha}{\cos(\alpha + \varphi_1)} \right) = 0. \quad (4.26)$$

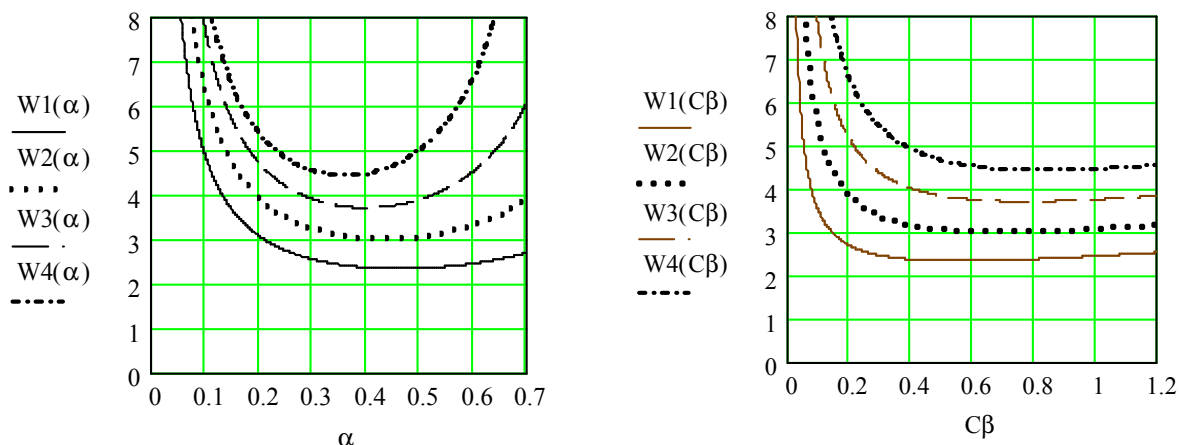


Рис. 4.6. Зміна цільової функції $W(\alpha; \mu_1)$ від кута нахилу спіралі α - (а), та безрозмірного критерію C_β (б) при: 1 - $\mu_1 = 0,4$; 2 - $\mu_1 = 0,6$; 3 - $\mu_1 = 0,8$; 4 - $\mu_1 = 1$

Після спрощення отримаємо рівняння $\sin\alpha - \sin(\alpha + \varphi_1)\cos(\alpha + \varphi_1)\cos\alpha = 0$, звідки $\operatorname{tg}\alpha = 0,5\sin(2\alpha + 2\varphi_1)$. Дана рівність аналітичного розв'язку не має, проте значення кута α , що мінімізує цільову функцію (4.25) можна знайти за ітераційною залежністю:

$$\alpha_j = \operatorname{arctg}[0,5\sin(2\alpha_{j-1} + 2\varphi_1)]. \quad (4.27)$$

За початкове значення при ітерації доцільно взяти $\alpha_0 = \operatorname{arctg}(1/\pi) \approx 0,3$, що відповідає коефіцієнту кроку гвинта $k_T = p_k/D = 1$. Уже друга ітерація дає точність обчислень у найнесприятливішому випадку до 6%, третя – до 2%. Залежність значення параметру кута нахилу $x_2 = \alpha$, а також, відповідно, теоретичного значення коефіцієнта кроку $k_T = p_k/D$, що мінімізують функцію $W(\alpha; \mu_1)$ і відповідно цільову функцію w від характеристик вантажу, що задаються параметрами коефіцієнта тертя $x_3 = \mu_1$, приведена на рис. 4.7.а, а зв'язок між коефіцієнтом кроку $k_T = p_k/D = \pi \cdot \operatorname{tg}\alpha$ та критерієм $C_{\beta\Pi}$ приведена на рис. 4.7.б.

Аналіз (4.27) та рис. 4.7 показує, що теоретичне значення оптимального кута нахилу α гвинтової поверхні (і відповідно кроку гвинта) неоднозначно

змінюється від коефіцієнта тертя μ_1 вантажу. При зростанні μ_1 до 0,3 теоретичне оптимальне значення k_T збільшується майже до 1,6. Подальше зростання коефіцієнта тертя μ_1 вантажу більше 0,4 викликає зниження шуканого теоретичного значення k_T , майже за лінійним законом, рис. 4.6.а.

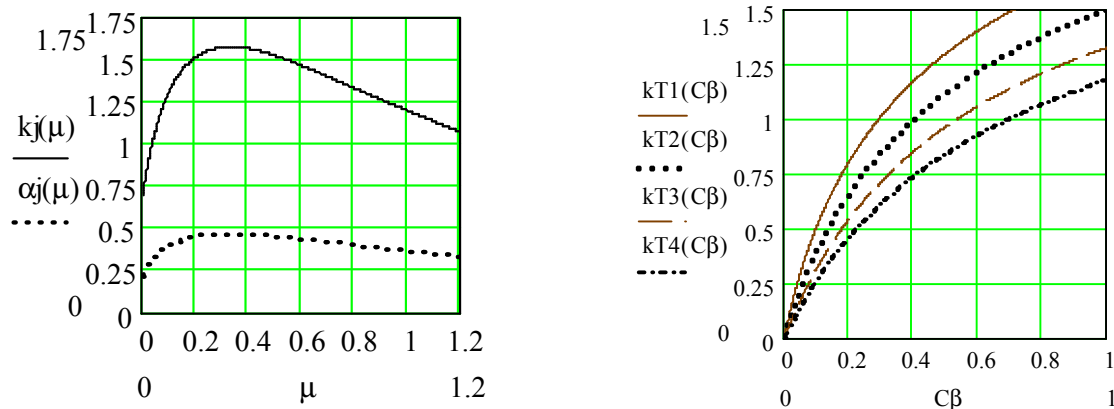


Рис. 4.7. Зміна оптимального кута $\alpha = \alpha_j(\mu)$ та коефіцієнта кроку $k_T = k_j(\mu)$ від коефіцієнта тертя μ_1 (а) та залежність коефіцієнта кроку $k_T = k_j(\mu)$ від C_β (б) для вантажів із: 1- $\mu_1 = 0,4$; 2 - $\mu_1 = 0,6$; 3 - $\mu_1 = 0,8$; 4 - $\mu_1 = 1$.

Як випливає із рис. 4.7, для горизонтальних конвеєрів оптимальне значення кінематичного критерію C_β буде, залежно від коефіцієнта тертя μ_1 вантажу, змінюватись в межах $0,5 \leq C_\beta \leq 0,7$ ($1,0 \leq k_T \leq 1,6$), що суттєво відрізняється від значень для вертикальних конвеєрів.

Згідно розв'язку задач нелінійного програмування із використанням методу множників Лагранжа для випадку, коли $\partial w / \partial x_j \neq 0$, то умова $\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = 0$ для параметру x_j , що не надає цільовій функції мінімуму знаходиться на границі, яка задається відповідним обмеженням. Коефіцієнти тертя визначаються характеристиками вантажу та матеріалів шнека і жолоба, а тому залишається визначити параметр $x_1 = P_S$, на зміну який накладаються такі обмеження:

1. Умова забезпечення стабільного гвинтового транспортування, тобто переборення сил тяжіння по всьому січенню потоку:

$$\omega_{\Pi}^2 d / (2g) \geq \vartheta, \quad (4.28)$$

де ϑ - поправочний коефіцієнт, що в першому наближенні $\vartheta = 0,5 - 1$ і уточнюється експериментально.

2. Технологічні обмеження кутової швидкості:

$$\omega \geq \omega_{\min}. \quad (4.29)$$

3. Обмеження кутової швидкості за механічною характеристикою двигуна:

$$\omega \geq k_E \omega_x. \quad (4.30)$$

Із врахуванням того, що $d = k_d D$ умова (4.28) прийме вигляд $k_d P_S \geq \vartheta$. Якщо вона є визначальною то оптимальне значення параметру P_S буде:

$$P_S = \vartheta / k_d = P_{S \min} \approx 1,5. \quad (4.31)$$

За P_S , та відомих α і, відповідно, $C_{\beta\Pi}$ визначають швидкохідність конвеєра P_k :

$$P_k = P_{S \min} (1 + C_{\beta\Pi})^2 / C_{\beta\Pi}^2. \quad (4.32)$$

Із врахуванням зв'язку між $C_{\beta\Pi}$ та α (4.3):

$$P_k = P_{S \min} \frac{\cos^2 \varphi_1}{\sin^2(\alpha + \varphi_1) \sin^2 \alpha}. \quad (4.33)$$

За відомих P_k подальший розрахунок ведуть аналогічно розрахунку вертикального конвеєра.

4.2. Оптимізація параметрів гвинтового транспортера-змішувача

ГТТМ, в яких технологічні операції виконуються при переміщенні сипкого вантажу ГРО, притаманна простота конструкції, зручність в користуванні, герметичність, велика надійність тощо [13, 38, 49, 76]. Існуючі методи їх розрахунку ґрунтуються на ряді теоретичних та експериментальних досліджень [13, 36, 39, 85]. Відомі постановка та розв'язок задачі вибору оптимальних параметрів ГК з умови мінімізації його матеріаломісткості [8, 13, 14, 20, 65, 68] та енергоємності [60, 67]. Проте особливості, що пов'язанні з виконанням певних технологічних операцій, накладають низку обмежень.

Основна задача ГТТМ – якісне виконання технологічної операції при мінімізації енерго- та матеріаломісткості виконавчого механізму – гвинтового транспортера.

Задача оптимізації ГТТМ є багатокритеріальною задачею, де за критерії оптимізації слугують критерії: за трудомісткістю виконання супутніх технологічних операцій F_{01} ; за енерговитратами F_{02} ; за матеріаломісткістю F_{03} . За комплексний критерій F_0 можна прийняти суму вартісного еквіваленту кожного використаного ресурсу [83]:

$$F_0 = \varepsilon_1 \cdot F_{01} + \varepsilon_2 \cdot F_{02} + \varepsilon_3 \cdot F_{03}, \quad (4.34)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ – коефіцієнти вагомості кожної зі складових, які по суті визначаються вартістю відповідних зекономлених ресурсів (трудомісткості, енергоємності та матеріаломісткості).

За основні параметри оптимізації, тобто за незалежні змінні при оптимізації конструктивних і технологічних параметрів ГТТМ приймемо такі ж як і у ГК [83]: $x_1 = D$ - зовнішній діаметр кожуха; $x_2 = k_z = 2 \cdot z / D$ - відносний зазор між жолобом та зовнішньою кромкою шнека; $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = p_k / (\pi \cdot D)$ - тангенс кута підйому витка, що визначається кроком гвинтової спіралі p_k ; $x_4 = P = D \cdot \omega_1^2 / (2 \cdot g)$ - коефіцієнт швидкості конвеєра, що визначається

кутовою кутовою швидкістю обертання гвинтової спіралі ω_1 ; $x_5 = \text{tg } \delta_n$ - тангенс кута нахилу конвеєра (змішувача); $x_6 = k_d = d / D$ - коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі; $x_7 = H$ - товщина гвинтової спіралі; $x_8 = L$ - довжина технологічного конвеєра.

Вказані фактори впливають на рівень цільової функції F_0 та її складових, а їх область визначення задається функціями обмеження.

Як приклад виконання технологічної операції приймемо одну із найбільш поширених – змішування. За критерій оптимізації при змішуванні приймемо мінімальним час, за який досягається задана однорідність змішування компонентів, що для кожного конструктивного виконання буде різною і залежатиме від параметрів x_i , крім x_6 та x_7 - що визначаються тільки силовими параметрами процесу:

$$F_{01} = F_{01}(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_8) \rightarrow \min . \quad (4.35)$$

В загальному випадку такі технологічні операції важко піддаються формалізованому опису і оптимізацію ГЗ за даним критерієм, як правило, проводять за реалізацією математичного планування експерименту.

Цільову функцію, в цьому випадку, представляють у вигляді квадратного поліному:

$$F_{01} = b_0 + \sum b_i \cdot x_i + \sum b_{il} \cdot x_i \cdot x_l + \sum b_{ii} \cdot x_i^2 , \quad (4.36)$$

На зміну параметрів x_i накладаються обмеження $f_j = f_j(x_i)$, які в загальному вигляді будемо записувати у вигляді $f_i \leq 0$. Для випадку математичного планування експерименту, як правило, обмежуються нижні та верхні значення зміни факторів, тобто $x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max}$.

У цьому випадку:

$$\begin{aligned}
 f_1 &= x_{1\min} - x_1 \leq 0; & f_2 &= x_1 - x_{1\max} \leq 0; \\
 f_3 &= x_{2\min} - x_2 \leq 0; & f_4 &= x_2 - x_{2\max} \leq 0; \\
 f_5 &= x_{3\min} - x_3 \leq 0; & f_6 &= x_3 - x_{3\max} \leq 0; \\
 f_7 &= x_{4\min} - x_4 \leq 0; & f_8 &= x_4 - x_{4\max} \leq 0; \\
 f_9 &= x_{5\min} - x_5 \leq 0; & f_{10} &= x_5 - x_{5\max} \leq 0; \\
 f_{11} &= x_{6\min} - x_6 \leq 0; & f_{12} &= x_6 - x_{6\max} \leq 0.
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

Вказані обмеження задають область визначення, яку можна представити узагальненою функцією обмеження у неявному вигляді:

$$f_o = \max f_j = u_j \sum_{j=1}^{2n} f_j \prod_{k=1; k \neq j}^{2n-1} [\mu_k \cdot (f_j - f_k)] \leq 0, \tag{4.38}$$

де u_j - невизначений множник Лагранжа, $u_j \geq 0$; $\mu_k(f_j - f_k) = [1 + \text{sgn}(f_j - f_k)]/2$ - функція належності, яка рівна $\mu_k = 1$, якщо, $f_j > f_k$ і рівна $\mu_k = 0$, якщо $f_j < f_k$.

Функція Лагранжа відповідно для кожного критерію якості запишеться у вигляді $\varphi(x, u) = F_0 + f_o$, а оптимальні параметри $x = \{x_1, \dots, x_i, \dots, x_n\}$ шукатимуться із умови $\partial\varphi(x, u)/\partial x_i = 0$. Відповідно, оптимальні параметри x_i^{opt} визначатимуться із розв'язку лінійної системи з n рівнянь $i = (1 \dots n)$.

$$\partial\varphi(x, u)/\partial x_i = b_i + 2 \cdot b_{ii} + \sum_{l, l \neq i}^n b_{il} \cdot x_l + u_j \sum_{j=1}^{2n} (\partial f_j / \partial x_i) \prod_{k=1; k \neq j}^{2n-1} [\mu_k \cdot (f_j - f_k)]. \tag{4.39}$$

Для лінійних функцій обмежень f_j буде $\partial f_j / \partial x_i = \text{const}$. Для обмеження $f_1 = x_{1\min} - x_1 \leq 0$ відповідно $\partial f_1 / \partial x_1 = -1$, для $f_2 = x_1 - x_{1\max} \leq 0$ відповідно

$\partial f_j / \partial x_i = 1$. Складова $\vartheta = \prod_{k=1; k \neq j}^{2n-1} [\mu_k \cdot (f_j - f_k)]$, що рівна 0 чи 1 автоматично вибирає ту функцію обмеження, на границі якої параметри можуть набути оптимального значення. Представлення оптимізаційної задачі у вигляді (4.38) суттєво спрощує алгоритми її розв'язку, що дозволяє автоматизувати процес обчислення на ЕОМ.

Для випадку оптимізації змішування за обмеженнями (4.37) система (4.39) прийме вигляд:

$$\partial \varphi(x, u) / \partial x_1 = b_1 + 2 \cdot b_{11} + \sum_{l, l \neq 1}^n b_{1l} \cdot x_l - u_1 + u_2 ;$$

$$\partial \varphi(x, u) / \partial x_2 = b_2 + 2 \cdot b_{22} + \sum_{l, l \neq 2}^n b_{2l} \cdot x_l - u_3 + u_4 ;$$

$$\partial \varphi(x, u) / \partial x_3 = b_3 + 2 \cdot b_{33} + \sum_{l, l \neq 3}^n b_{3l} \cdot x_l - u_5 + u_6 ;$$

$$\partial \varphi(x, u) / \partial x_4 = b_4 + 2 \cdot b_{44} + \sum_{l, l \neq 4}^n b_{4l} \cdot x_l - u_7 + u_8 ;$$

$$\partial \varphi(x, u) / \partial x_5 = b_5 + 2 \cdot b_{55} + \sum_{l, l \neq 5}^n b_{5l} \cdot x_l - u_9 + u_{10} ;$$

$$\partial \varphi(x, u) / \partial x_6 = b_6 + 2 \cdot b_{66} + \sum_{l, l \neq 6}^n b_{6l} \cdot x_l - u_{11} + u_{12} .$$

Для випадку пошуку оптимальних значень параметрів змішування за реалізованим математичним планом експерименту оптимальні параметри прийматимуть значення або в середині області визначення, або на їх крайніх значеннях. В першому випадку $u_j = 0$ і функція Лагранжа відповідатиме цільовій функції (4.35), а отже система рівнянь суттєво спрощується. У випадку, коли $\partial F_0 / \partial x_i > 0$, то параметр x_i приймає мінімальне значення $x_i = x_{\min}$, а один із невизначених множників $u_{2i} = 0$, коли ж $\partial F_0 / \partial x_i < 0$, то параметр $x_i = x_{\max}$, й уже інший невизначений множник $u_{2i-1} = 0$.

За результатами даної задачі визначають: відносний зазор між жолобом та зовнішньою кромкою шнека; тангенс кута підйому витка; коефіцієнт швидкохідності конвеєра та тангенс кута нахилу конвеєра (змішувача), якщо такий є змінним параметром. Попередні дослідження показують, що для випадку змішування раціональним параметром зазору z між жолобом та верхньою кромкою гвинта є такий, що перекриває біля половини вантажу, що захвачується. Зокрема, згідно даних обробки експерименту для транспортера-змішувача (рис. 3.12.в) довжиною 2 м із зовнішнім діаметром шнека $D=150$ мм і внутрішнім $d=58$ мм при концентрації ключового компоненту 20% раціональний кут нахилу кожуха конвеєра становив 36° . При цьому раціональний зазор становив 15 мм в широкому діапазоні кутових швидкостей.

Згідно критерію оптимізації за приведеними енерговитратами транспортування–змішування, за цільову функцію доцільно прийняти його питому енергоємність w (дж/м^4). Приведена енергоємність (цільова функція) змішувача буде описуватись залежністю, яку доцільно подати у вигляді [66]:

$$F_{02} = w = \frac{K_{зм} \cdot N}{\rho \cdot Q \cdot L} = \frac{K_{зм} \cdot \mu_2 \cdot \rho_{\Pi} \cdot D^2 \cdot \omega_{\Pi}^2 \cdot \omega \cdot \cos \beta_{\Pi}}{4 \cdot v_{\Pi}} =$$

$$= \frac{K_{зм} \cdot \mu_2 \cdot \rho_{\Pi} \cdot g \cdot P_s \cdot (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{\Pi}) \cdot \cos \beta_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{\Pi}} \rightarrow \min, \quad (4.40)$$

де μ_2 - коефіцієнт тертя вантажу до жолоба; ρ_{Π} - об'ємна густина вантажу; v_{Π} та ω_{Π} - відповідно осьова та кутова складові швидкості потоку при змішуванні; $\beta_{\Pi} = \pi/2 - \alpha - \varphi_1 - \Delta\beta_{\Pi}$ - середній кут нахилу траєкторії потоку, для горизонтальних конвеєрів усереднене відхилення $\Delta\beta_{\Pi}$ кута нахилу β_{Π} траєкторії потоку під впливом тяжіння рівне $\Delta\beta_{\Pi} = 0$; $P_s = D \cdot \omega_{\Pi}^2 / (2 \cdot g)$ - коефіцієнт швидкохідності потоку, пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $x_4 = P = D \cdot \omega_1^2 / (2 \cdot g)$ залежністю $P_s = P \cdot C_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$; $K_{зм}$ - коефіцієнт втрат енергії на перемішування матеріалу при відхиленні траєкторії від гвинтової

направляючої; $C_\beta = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \beta_{II} = \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \alpha$ - безрозмірний критерій транспортування, що однозначно визначається фактором $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = p_k / (\pi \cdot D)$ та φ_1 - кутом тертя вантажу до гвинтової поверхні $\varphi_1 = \operatorname{arctg} \mu_1$ з коефіцієнтом тертя μ_1 .

В [67] показано, що при вибраному швидкісному режимі P_S (а такий в даній задачі задається умовами змішування) та відповідних трибологічних характеристиках робочих поверхонь умова (4.40) прийме вигляд:

$$W(\alpha; \mu_1) = \frac{\cos \varphi_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\sin \alpha} \rightarrow \min. \quad (4.41)$$

Аналіз (4.40) та (4.41) показує, що найефективнішим кроком зниження енерговитрат на переміщення вантажу при забезпеченні оптимальних технологічних швидкісних режимів є вибір антифрикційних матеріалів для ГРО, тобто пониження коефіцієнта тертя μ_1 . При цьому, для забезпечення якісного змішування коефіцієнт тертя вантажу (суміші) до жолоба μ_2 повинен бути максимально можливий. Зокрема для змішувача при забезпеченні $0,15 \leq \mu_1 \leq 0,5$ крок гвинта доцільно вибирати $p_k = 1,5 \cdot D$, а при $\mu_1 < 0,15$ і $\mu_1 > 0,5$ відповідно $p_k = 1,25 \cdot D$.

За критерій матеріаломісткості ГТТМ приймаємо величину відношення маси конвеєра-змішувача одиничної довжини заданої продуктивності Q . Критерій за матеріалоемністю, для випадку заданої продуктивності, використовується для випадку, коли такий фактор є одним із визначальних (для мобільних систем) чи функція транспортування є домінуючою, а технологічна операція є попутною і гарантовано виконується під час переміщення вантажу на задану довжину L . В цьому випадку задача мінімізації матеріалоемності (вартості) конвеєра визначається за критерієм:

$$F_{03} = \alpha_1 V_1 + \alpha_2 V_2 + \alpha_3 V_3 \rightarrow \min, \quad (4.42)$$

де V_1, V_2, V_3 , – відповідно об’єми кожуха змішувача; гвинтової спіралі та центрального вала; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - густини матеріалів ρ_i (чи їх собівартість), з яких виготовлені кожух, гвинтова спіраль та центральний вал.

Об’єм кожуха, гвинтової спіралі та центрального вала змішувача одиничної довжини визначається аналогічно [13]:

$$\begin{aligned} V_1 &= \pi \cdot S_K \cdot D \cdot (1 + 2k_z + S_K / D); \quad V_2 = H \cdot D \cdot (1 - k_d) \cdot \sqrt{1 + 1/k_T}; \\ V_3 &= \pi \cdot S_d \cdot D \cdot (k_d - S_d / D), \end{aligned} \quad (4.43)$$

де S_K - товщина стінки кожуха; S_B - товщина стінки пустотілого вала; H - товщина спіралі; $k_T = p_k / D = \pi \operatorname{tg} \alpha$ - коефіцієнт кроку спіралі.

На визначення оптимальних параметрів змішувача та технологічного процесу змішування порошкових матеріалів накладаються такі технологічні, конструктивні та експлуатаційні обмеження:

1. Умова забезпечення потрібної продуктивності Q визначається з залежності [14]:

$$f_1 = -D^{2,5} \cdot (1 + k_d^2) + \frac{8 \cdot Q}{k_T \cdot \Phi_n \cdot \Phi_{np} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot P}} \leq 0, \quad (4.44)$$

де Φ_n - наповнення простору ГЗ, що враховує збільшення діаметра кожуха, порівняно із діаметром спіралі; Ψ_{np} - коефіцієнт продуктивності, для тихохідних змішувачів: $\Psi_{np} = 1$, для змішувачів, що працюють в режимі перехідного транспортування: $\Psi_{np} = (1 - \mu_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha) / (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)$.

2. Технологічна умова формоутворення спіралі із полосової заготовки [13, 14]:

$$f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \Phi_{oon}^2} / \pi \cdot \Phi_{oon} \leq 0, \quad (4.45)$$

де $f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{don}^2} / \pi \cdot \phi_{don} \leq 0$, - допустимий коефіцієнт нерівномірності видовження металу, що визначається коефіцієнтом видовження $\phi_{don} = (1 + 2 \cdot \delta_5)^2$.

3. Технологічна умова забезпечення стійкості смуги при виготовленні спіралі є відомою [13, 14]:

$$f_3 = D \cdot (1 - k_d) - \frac{2 \cdot H}{\delta} \leq 0, \quad (4.46)$$

де δ_δ - допустима питома товщина заготовки гвинтової спіралі, отриманої прокатуванням: $\delta_\delta = 0,02 \dots 0,03$, отриманої навиванням: $\delta_\delta = 0,05 \dots 0,7$.

4. Умова мінімальної товщини спіралі, що протидіє просторовій втрати стійкості витка, також береться згідно [13]:

$$f_4 = -H + H_{\min} \leq 0, \quad (4.47)$$

де H_{\min} - мінімальна допустима товщина заготовки гвинтової спіралі, встановлюється експериментально.

5. Для довгих конвєсрів вводять умову забезпечення міцності пустотілого вала при крученні. Обертальний момент на валу, з врахуванням (4.40), буде $T = N / \omega_1 = w \cdot \rho \cdot Q \cdot L / K_{zm}$. Враховуючи, що кутова швидкість ω_1 через вибрані незалежні змінні (фактори) визначається як $\omega_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot P / D}$, то цю умову аналогічно [13] запишемо:

$$f_5 = -S_d \cdot (k_d \cdot D)^2 (1 + k_d \cdot S_d / D) + \frac{w \cdot \rho \cdot L \cdot Q \cdot \sqrt{2 \cdot D}}{\pi \cdot [\tau_{kp}] \cdot K_{zm} \cdot \sqrt{g \cdot P}} \leq 0, \quad (4.48)$$

де $[\tau_{kp}]$ - допустиме напруження кручення матеріалу вала.

6. Умова обмеження по довжині змішування для спеціальних ГЗ:

$$f_6 = \frac{367 \cdot N}{Q \cdot K_0} - L \cdot T \leq 0, \quad (4.49)$$

де K_0 - коефіцієнт опору змішуванню, $K_0 = (100 \dots 150) \cdot \rho_H / 1,35$.

7. Умова забезпечення стійкості гвинтової спіралі в процесі роботи:

$$f_7 = \frac{K_{CT} \cdot B \cdot H^3 \cdot E}{\sqrt{1+k_T}} - T \leq 0, \quad (4.50)$$

де K_{CT} - експериментальний коефіцієнт; E - модуль Юнга.

В якості незалежних параметрів при оптимізації гвинтових конвеєрів-змішувачів приймаємо $x = \{x_i\} = \{D, k_z, \text{tg } \alpha, k_d, H\}$. За цільову функцію на цьому етапі приймаємо $F_0 = F_{03}$.

З урахуванням наведеного вище функцію мети запишемо в такому вигляді:

$$F_{03} = \pi \cdot x_1 \cdot [\alpha_1 \cdot S_K \cdot (1 + x_2 + S_K / x_1) + \alpha_2 \cdot x_7 \cdot (1 - x_6) \cdot \sqrt{1 + 1/x_3} + \pi \cdot \alpha_3 \cdot S_d \cdot x_1 \cdot (x_6 - S_d / x_1)] \quad (4.51)$$

Визначаємо часткові похідні функції мети:

$$\begin{aligned} \frac{dF_{03}}{dx_1} &= \alpha_1 \cdot \pi \cdot (S_K + x_2) + \alpha_3 \cdot \pi \cdot S_d \cdot x_6; & \frac{dF_{03}}{dx_2} &= \alpha_1 \cdot \pi \cdot x_1 \cdot S_K; \\ \frac{dF_{03}}{dx_3} &= \frac{\alpha_2 \cdot x_7 \cdot (1 - x_6)}{x_3^2 \cdot \sqrt{1 + 1/x_3}}; & \frac{dF_{03}}{dx_6} &= \alpha_3 \cdot \pi \cdot S_d \cdot x_1; \\ \frac{dF_{03}}{dx_7} &= \alpha_2 \cdot (1 - x_6) \cdot \sqrt{1 + 1/x_3}. \end{aligned} \quad (4.52)$$

Аналіз часткових похідних функції F_{03} показує, що вона набирає мінімуму при крайніх значеннях x_i , зокрема при мінімальних значеннях: $x_1 = D$; $x_2 = 2z/D$; $x_6 = k_d = d/D$; $x_7 = H$ та максимальному значенні $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = p_k / \pi \cdot D$.

Отже, можливі розв'язки, які задовольняють умови Куна-Такера, відповідно до [13] визначаються із систем рівнянь, що утворені функціями обмежень. Зокрема, аналогічно [13, 14] основним є обмеження за продуктивністю гвинтового конвеєра-змішувача неперервної дії та технологічним обмеження на коефіцієнт видовження для витих шнеків.

Відповідно, зовнішній діаметр спіралі визначиться із спільного розв'язку рівнянь (4.44) та (4.45), що задають ці обмеження:

$$D = \{8 \cdot \pi^2 \cdot \phi_{\text{дон}} \cdot Q / [k_T \cdot \phi_n \cdot \psi_{np} \cdot (\phi_{\text{дон}}^2 - 1) \cdot (\pi^2 + 1) \cdot (2 \cdot g \cdot P)^{0,5}]\}^{0,4}. \quad (4.53)$$

Відповідно, схема розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи конвеєра - змішувача буде наступною:

1. Визначаємо конструктивний тип змішувача. Для похилого змішувача попередньо приймаємо похилий конвеєр з кутом нахилу $30^\circ - 36^\circ$.

2. Згідно даних оптимізаційної задачі за експериментальними даними встановлюємо значення коефіцієнту зазору $k_z = 2 \cdot z / D = 0,21 - 0,23$.

3. Згідно оптимізаційної задачі з мінімізації енергозатрат приймаємо максимально допустиме значення коефіцієнта швидкохідності потоку $P_s = 0,8 - 0,9$ та вибираємо коефіцієнт кроку за графіком, рис. 4.8.

4. Визначаємо коефіцієнт швидкохідності транспортера – змішувача:

$$P = P_s / [1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha \cdot \operatorname{ctg}^2 (\alpha + \phi_1)].$$

5. Визначаємо зовнішній діаметр спіралі шнека за залежністю (4.53) згідно оптимізаційної задачі за матеріаломісткістю.

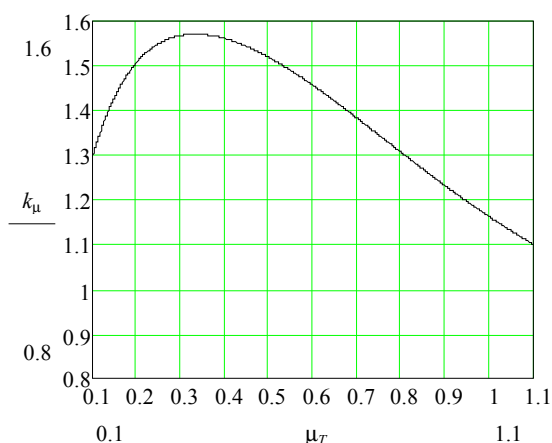


Рис. 4.8. Раціональні значення коефіцієнта кроку $k_p = p_k / D$ в залежності від реологічних властивостей основного компоненту суміші (коефіцієнту тертя μ_T)

6. Визначаємо внутрішній діаметр шнека (діаметр вала):

$$d = D \cdot \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{don}^2} / \pi \cdot \phi_{don} .$$

7. Визначаємо товщину спіралі, за умови її виготовлення навиванням:

$$H = \delta_\sigma \cdot (D - d) / 2 .$$

8. Визначаємо кутову швидкість обертання ГРО:

$$\omega_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot P / D} .$$

У випадку порушень обмежень, що накладаються на зміну параметрів, переходимо до інших розрахункових схем. Для цього потрібно почергово перебирати розрахункові схеми та перевіряти обмеження з подальшим переходом до такої розрахункової схеми, для якої обмеження, що не виконуються, будуть лімітуючими.

Отримані співвідношення дозволяють з високою точністю обчислити оптимальні конструктивні та технологічні параметри ГЗ, при яких забезпечується потрібна якість суміші при високій ефективності процесу змішування.

4.3. Інженерна методика проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів

Методика проектування ГТТМ базується на основних положеннях, викладених в працях [13, 36, 38, 39, 42, 48, 49, 63, 85] та принципів, викладених у параграфах 2.2 - 2.7 дисертаційної роботи.

Вихідними даними для проектування ГТТМ є його тип (функціональне призначення згідно виконуваних операцій), продуктивність, характеристики транспортно-технологічного процесу (визначають довжину ГТТМ, кут нахилу підйому магістралі, гнучкість ГРО), тип технологічного вантажу (густина, коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя, кут природного відкосу).

Залежності для визначення продуктивності транспортування ГТТМ [13, 36, 38, 39, 48, 49, 63, 85] представлено в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Формули для визначення продуктивності транспортування ГТТМ

Тип ГТТМ	Розрахункова формула*
1	2
Гнучкий тихохідний:	
- з спіральним ГРО	$Q = 45 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_c \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$
- з гофрованим ГРО	$Q = 45 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_c \cdot k_z \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$
- з секційним ГРО	$Q = 45 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_c \cdot k_z \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$
Жорсткий горизонтальний чи полого нахилений тихохідний:	
- з спіральним ГРО	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$
- з гофрованим ГРО	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot k_z \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$
- з стрічковим ГРО	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot k_m \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$
- з фасонним ГРО з зовнішніми насічками	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot k_n \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$

Продовження таблиці 4.2

1	2
Гнучкий швидкохідний:	
- з спіральним ГРО	$Q = 45 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_c \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \Psi_{np}$
- з гофрованим ГРО	$Q = 45 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_c \cdot k_z \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \Psi_{np}$
- з секційним ГРО	$Q = 45 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_c \cdot k_z \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \Psi_{np}$
Жорсткий горизонтальний чи полого нахилений швидкохідний:	
- з спіральним ГРО	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \Psi_{np}$
- з гофрованим ГРО	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot k_z \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \Psi_{np}$
- з стрічковим ГРО	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot k_m \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \Psi_{np}$
- з фасонним ГРО з зовнішніми насічками	$Q = 47 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_\beta \cdot k_n \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \Psi_{np}$
Жорсткий вертикальний чи круто нахилений:	
- з стрічковим ГРО	$Q = 1,5 \cdot \pi \cdot n \cdot \varphi \cdot p \cdot (D^2 - d^2)$

*де D – зовнішній діаметр ГРО, м²; $k_s = p/D$ – коефіцієнт кроку спіралі, $k_s = 0,8...1,5$; p – крок спіралі; k_c – коефіцієнт зменшення швидкості транспортування і продуктивності внаслідок перегину шляху, $k_c = 0,8...1$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гофр гвинтової спіралі, $k_z = 0,9...0,98$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гвинтової секції, $k_z = 0,85...0,95$; k_β – коефіцієнт зменшення продуктивності полого нахиленого тихохідного конвєсра залежно від кута нахилу, $k_\beta = 0,6...1$; k_m – коефіцієнт зменшення продуктивності залежно від величини зазору між валом і спіраллю ГРО, $k_m = 0,8...0,98$; k_n – коефіцієнт зменшення продуктивності залежно від величини насічок на ГРО, $k_n = 0,6...1$; n – частота обертання робочого органу, об/хв.; φ – коефіцієнт наповнення ГТТМ; ρ – густина транспортованого вантажу, м/м³; Ψ_{np} – коефіцієнт, що враховує відхилення осьової швидкості потоку; d – діаметр вала ГРО, м².

Зовнішній діаметр D (мм) ГРО [48, 49] повинен бути в 12 разів більшим за розміри типових кусків сортованих технологічних вантажів і в 4 рази більшим розміру типового куска сипучого рядового технологічного вантажу. Його слід вибирати в межах:

- для жорстких: 50...800;

- для гнучких: 45...120.

Коефіцієнт кроку спіралі k_s вибирають тим більшим, чим легший вантаж:

- для жорстких і гнучких горизонтальних ГК: 0,8...1,2;

- для жорстких нахилених ГК: 0,8...1,0;

- для гвинтових змішувачів: 1,2...1,5.

Частоту обертання робочого органу n вибирають в межах:

- для тихохідних ГК: 150...400 об/хв.;

- для швидкохідних ГК: 400...1000 об/хв.;

- для гвинтових змішувачів-транспортів: 100...200 об/хв.;

- для гвинтових змішувачів циклічної дії: 200...600 об/хв.;

- для гвинтових дозаторів і сепараторів: 30...200 об/хв.;

- подрібнювачів: 30...400 об/хв.

Коефіцієнт наповнення φ ГТТМ слід вибирати в межах:

- для ГК з ГРО без проміжних опор:

- вертикальних: 0,3...0,4;

- круто нахилених: 0,4...0,6;

- горизонтальних і пологих: 0,5...0,7;

- для гвинтових змішувачів, дозаторів і сепараторів: 0,3...0,5;

- для ГТТМ з проміжними опорами: 0,25...0,3.

Коефіцієнт ψ_{np} , який враховує відхилення осьової швидкості потоку [13]:

$$\psi_{np} = \frac{1 - \mu_c \cdot \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad (4.54)$$

де μ_c – коефіцієнт тертя технологічного матеріалу по поверхні спіралі ГРО;
 α – кут нахилу гвинтової лінії.

Діаметр вала d (м²) ГРО доцільно призначати по формулі:

$$d \approx (0,2...0,3) \cdot D . \quad (4.55)$$

Довжина ГРО визначається по формулах:

- для суцільного гнучкого та жорсткого шнека:

$$L \approx p \cdot n_g , \quad (4.56)$$

де n_g – кількість витків шнека;

- для секційного гнучкого шнека:

$$L \approx (L_c + L_z) \cdot n_c , \quad (4.57)$$

де L_c – довжина секції; L_z – довжина елементів з'єднання секції;

n_c – кількість секцій шнека.

Довжину цільного ГРО слід приймати:

- для горизонтальних і пологих жорстких ГК: до 40 м (в окремих випадках до 60 м);

- для вертикальних жорстких ГК: до 10 м (в окремих випадках до 20 м);

- для гнучких пружинних ГК: до 25 м;

- для гнучких спіральних ГК: до 12 м;

- для гнучких секційних ГК: до 9 м.

Залежності для визначення довжини полоси при виготовленні ГРО представлені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Залежності для визначення довжини полоси при виготовленні ГРО

Тип ГРО	Розрахункова формула*
Спіральний	$L_n = 2 \cdot \pi \cdot n_g \cdot p \cdot ((D + d)/4) / \cos \alpha$
Гофрований	$L_n = 2 \cdot \pi \cdot n_g \cdot p \cdot k_{zy} \cdot ((D + d)/4) / \cos \alpha$
Секційний	$L_n = 2 \cdot \pi \cdot n_{gc} \cdot p \cdot n_c \cdot ((D + d)/4) / \cos \alpha$

*де k_{zy} - коефіцієнт зміни довжини стрічки при гофроутворенні, для гофрованих спіралей по певній поверхні витка: $k_{zy} = 1$; для гофрованих спіралей по усій поверхні витка: $k_{zy} = 0,64$; n_{gc} - кількість витків на секції.

Діаметр стінки жолоба слід виготовляти із листової сталі товщиною 1,5...6 мм, а бункера та інших завантажувально-розвантажувальних елементів із листової сталі товщиною 1,5...3 мм. Для гнучких ГТТМ жолоба (шланги) підбираються стандартні.

Обертальний момент на валу ГРО визначається по формулі [69]:

$$T = 30 \cdot N / \pi \cdot n, \quad (4.58)$$

де N – потужність на валу ГРО, кВт.

Допустимий крутильний момент для спіральних ГРО в залежності від параметрів спіралей представлено в табл. 1.15). Для гофрованих безвальних ГРО він є меншим приблизно у 5 разів. Для жорстких і стрічкових ГРО він визначається із врахуванням крутильного моменту вала, а для секційних розраховується для кожної конструкції за окремими методиками.

Також при виборі ГРО, виходячи з діючих на нього навантажень, слід здійснити підбір елементів його з'єднань і провести їх розрахунок.

З метою недопущення поломок ГРО ГТТМ слід притримуватись рекомендацій [21, 28] і користуватися схемою взаємозв'язку між конструктивними характеристиками гвинтових систем і захисних механізмів та характером навантаження, представленою на рис. 1.22, й використовувати запобіжні та пружні муфти, захисні насадки і бункерні захисні решітки. При цьому у приводах тихохідних ГТТМ можна використовувати розроблені роликову запобіжно-компенсуючу, конусні, сигнальну та низькочастотну ЗМ, а в приводах швидкохідних ГТТМ слід застосовувати розроблені ЗМ з коливним диском, кульково-фрикційну, фрикційну підвищеної чутливості, самовідключну і реверсивну кулькові ЗМ. У конструкціях ГС із осьовим зміщенням ГРО (рис. 1.12) у якості вібраційних муфт доцільно використовувати розроблені низькочастотні ЗМ. Рекомендації по підборі розроблених запобіжних і пружних відповідним ГТТМ, на які отримано патенти України та авторські свідоцтва СРСР, представлено в табл. 4.4.

Рекомендації по підбору розроблених муфт відповідним ГТТМ

Тип гвинтового механізму	Тип запобіжної чи пружної муфти
Гвинтові конвеєри та їх ГРО.	Для тихохідних ($n \leq 300$ об/хв.): самовідключні, фрикційні, кулачкові, кулькові, роликові, конусні, низькочастотні, пружні, пружно-запобіжні. Для середньо- і високошвидкісних ($n \geq 300$ об/хв.): самовідключні, фрикційні, пружні, пружно-запобіжні.
Гвинтові змішувачі та їх ГРО.	Для усіх типів: фрикційні, кулачкові, кулькові, роликові, конусні, низькочастотні, пружні, пружно-запобіжні.
Гвинтові сепаратори (класифікатори, калібратори) та їх ГРО.	Для усіх типів: кулачкові, кулькові, роликові, конусні, низькочастотні.
Гвинтові пресувальники (нагнітальники) та їх ГРО.	Для усіх типів: самовідключні, фрикційні, кулачкові, кулькові, роликові, конусні, низькочастотні, пружні, пружно-запобіжні.
Гвинтові подрібнювачі та їх ГРО.	

Було встановлено [35], що у резонансному випадку дія періодичних сил супроводжується значним зростанням амплітуди коливань і збільшенням динамічних напружень у ГРО чи навантажень на опорні підшипники ГТТМ, а тому вказане явище негативним чином впливає на експлуатацію багатьох елементів ГТТМ зменшуючи їх ресурс експлуатації. Проте при змішуванні й сепарації сипких технологічних вантажів чи транспортуванні в'язких матеріалів з допомогою ГТТМ це явище слід використовувати проти боротьби з утворенням мертвих зон (прилипанням матеріалів на шнек), шляхом короткочасної експлуатації ГРО у резонансній зоні. Тому в окремих конструкціях ГТТМ (ГК, ГЗ, ГС) можна використовувати частотні перетворювачі, з допомогою яких можна короткочасно раптово змінювати частоту обертання ГРО (як правило збільшувати), значно підвищуючи ефективність виконання транспортно-технологічного процесу.

Потужність на валу ГРО визначається по формулі [49]:

$$N = (k_3 \cdot Q / 367 \cdot \eta) \cdot (L_G \cdot \omega_0 + H), \quad (4.59)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, $k_3 = 1,15 \dots 1,25$; η – ККД двигуна і передач, $\eta = 0,85 \dots 0,97$; L_G – горизонтальна проекція конвеєра, м; ω_0 – коефіцієнт опору рухові, для легких насипних: $\omega_0 = 1,2 \dots 1,6$; для середньої важкості насипних (суха глина, сіль): $\omega_0 = 2,5$; для важких абразивних (цемент, пісок, шамот, вапно): $\omega_0 = 4$; H – висота підйому вантажу, м.

Через відповідне передаточне відношення проводиться підбір редукторів і двигунів потрібної потужності та частоти обертання.

Алгоритм проектування ГТТМ [30] передбачає використання розробленої методики проектування і вибору конструкцій ГТТМ (згідно принципів викладених у параграфі 1.2) та їх захисних механізмів (згідно принципів викладених у параграфах 1.7 і 1.8) і включає:

1. Визначення вихідних даних для проектування ГТТМ: набір виконуваних функціональних операцій; встановлення програми випуску; визначення продуктивності ГТТМ і його максимальної зведеної собівартості (собівартості виготовлення ГТТМ, експлуатаційних витрат при використанні ГТТМ за весь термін, витрат на ТО і ремонт ГТТМ за весь термін експлуатації); якісних показників виконання функціональних операцій (при потребі).

2. Вибір компоувальної схеми ГТТМ (табл. 1.4) і вибір типу ГРО (рис.1.5) для обраної компоувальної схеми.

3. Синтез ЗМ приводу ГТТМ обраної компоувальної схеми та ГРО вибраного типу з використанням розроблених методик (параграф 1.5) та баз даних морфологічної таблиці конструктивних елементів.

4. Синтез конструкцій ГТТМ з використанням морфологічних таблиць конструктивних елементів (приводів, передач і редукторів, гвинтових робочих органів, запобіжних і пружних муфт, жолобів, елементів завантаження, пересипу і розвантаження, елементів з'єднувальних та опорно-поворотних, елементів

керування) для відібраної компоувальної схеми з використанням морфологічного аналізу.

5. Визначення собівартості виготовлення ГРО різними способами (з використанням розробленої у параграфі 1.2 методики) за допомогою окремого програмного забезпечення [35].

6. Визначення цін на типові та розрахунок собівартості виготовлення оригінальних запобіжних чи пружних муфт ГТТМ (з використанням розробленої у параграфі 1.2 методики).

7. Визначення вартості інших конструктивних елементів, що входять до конструкцій синтезованих ГТТМ: цін на існуючі, та розрахунок собівартості виготовлення оригінальних елементів (з використанням розробленої у параграфі 1.2 методики).

8. Розрахунок зведеної собівартості синтезованих конструкцій ГТТМ (з використанням розробленої у параграфі 12 методики), розподіл їх за певними групами та встановлення їх коефіцієнтів зведеної собівартості.

9. Розрахунок продуктивності синтезованих конструкцій ГТТМ і визначення їх коефіцієнтів продуктивності.

10. Визначення якості виконання процесу синтезованими ГТТМ експертним методом та визначення їх коефіцієнтів якості виконання процесу.

11. Визначення міцності окремих конструкцій синтезованих ГТТМ та встановлення їх коефіцієнтів запасу міцності за динамічним навантаженням слабкої ланки.

12. Вибір (згідно принципів викладених у розділі 1) раціональної конструкції ГТТМ із бази синтезованих з певної групи.

4.4. Методика інженерного розрахунку гвинтових конвеєрів

4.4.1. Методика інженерного розрахунку вертикальних конвеєрів

Якщо метою проектування є вибір конвеєрів із низьким рівнем енергоємності, то його конструктивні параметри та режими роботи повинні вибиратись такими, щоб безрозмірні параметри $C_{\beta\Pi}$ та Sc_{Π} , які визначаються за залежностями [79] були близькими до $C_{\beta\Pi} = 0,2$ та $Sc_{\Pi} = 0,4$, що забезпечує відхилення від мінімально можливого рівня енергоємності не більше 5-7%. Найбільш раціональним є вибір $C_{\beta\Pi}$ та Sc_{Π} з табл. 4.1. Якщо невідомі реологічні властивості матеріалу, то коефіцієнти його зовнішнього тертя, критичну кутову швидкість та критерії Sc_{Π} та $C_{\beta\Pi}$ визначаються дослідно за методикою плоских моделей з використанням відомих залежностей [79, 84].

При вибраних значеннях Sc_{Π} та $C_{\beta\Pi}$ інженерна методика вибору раціональних режимів роботи та конструктивних параметрів гвинтових конвеєрів передбачає наступну послідовність розрахунків.

Вибирають раціональний кут підйому гвинта по зовнішньому діаметру:

$$\operatorname{tg} \alpha = \sqrt{0,25\mu_1^2 (1 + C_{\beta\Pi} / k_{\beta})^2 + C_{\beta\Pi} / k_{\beta}} - 0,5\mu_1 (1 + C_{\beta\Pi} / k_{\beta}).$$

Визначають коефіцієнт швидкохідності конвеєра:

$$P_k = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{k_{\Pi}\mu_2 Sc_{\Pi}^2}. \quad (4.60)$$

Визначають кутову швидкість:

$$\omega = \left[\frac{\pi\varphi g^3 \operatorname{tg} \alpha P^3 (1 - Sc_{\Pi})}{Q(1 + C_{\beta})} \right]^{\frac{1}{5}}. \quad (4.61)$$

Визначають зовнішній діаметр гвинтового робочого органу, що забезпечує задану продуктивність:

$$D = \frac{2gP}{\omega^2}. \quad (4.62)$$

Подальший вибір конструктивних параметрів вертикального гвинтового конвеєра, за відомими режимами та кутом нахилу гвинтової поверхні доцільно проводити у відповідності методики, що мінімізує матеріаломісткість та представлена в [39, 48].

Потужність, яка витрачається на надання вантажу швидкості транспортування v_{Π} , є незначною і може враховуватись для коротких високо обертових ГК:

$$N_v = \frac{\rho Q}{2} \left(\frac{v_{\Pi}}{\sin \beta_{\Pi}} \right)^2. \quad (4.63)$$

Потужність вертикального конвеєра завдовжки L із оптимальними значеннями Sc_{Π} та $C_{\beta\Pi}$ визначають за залежністю:

$$N_L = k_w \rho g Q L (2,3 + 6,64\mu_1 + 19,16\mu_2) + P_v, \quad (4.64)$$

де k_w - коефіцієнт, що враховує втрати на перемішування, зацімлення вантажу тощо.

Розрахунок кінематичних та енергосилових параметрів процесу транспортування вантажу типовими вертикальними ГК проводять у такому порядку:

- визначають за залежностями [79] безрозмірні критерії кінематичної C_{β} та динамічної Sc подібності;
- якщо властивості матеріалу невідомі, то визначають безрозмірні критерії C_{β} та Sc експериментально;
- за залежностями [79] визначають осьову складову швидкості потоку v_{Π} , кутову швидкість потоку ω_{Π} , та кут підйому траси транспортування β_{Π} ;
- за залежностями [79] визначають продуктивність та енергоємність конвеєра, а також безрозмірний критерій енергоємності $W = w/(\rho_{\Pi} g)$;
- порівнюють значення W із мінімально можливим для конкретного

матеріалу, згідно (4.17) і, якщо енергоємність процесу на 10-15% і більше вища мінімального рівня, то доцільно прийняти рішення про заміну ГК.

Дана методика суттєво відрізняється від існуючих методик, наприклад, рекомендованою А.М. Григорєвим, де кут β шукають числовими методами або графічно, а оцінка рівня енергоспоживання відсутня.

4.4.2. Методика інженерного розрахунку горизонтальних гвинтових конвеєрів

Аналогічно вертикальним ГК, вихідними даними для проектування горизонтальних ГК є продуктивність Q , довжина траси L та реологічні властивості матеріалу.

Методика розрахунку горизонтальних швидкохідних ГК відрізняється від вертикальних тим, що кут підйому α гвинтової поверхні обчислюється незалежно від інших параметрів, зокрема від ω , які визначаються за функціями обмежень.

Конструктивну відмінність швидкохідних ГК, призначених для горизонтального та вертикального транспортування, складає те, що для перших раціональним, з точки зору енергоємності, коефіцієнт кроку є $0,9 \leq k_T \leq 1,3$, а для других - $0,45 \leq k_T \leq 0,8$.

Порядок розрахунку швидкохідних горизонтальних конвеєрів наступний.

За залежністю (4.27) (рис. 4.7) вибирають кут підйому гвинта α , коефіцієнт кроку та критерій $C_{\beta\Pi}$, які мінімізують енерговитрати на транспортування вантажу. Для вантажів з коефіцієнтом тертя ковзання по поверхні гвинта до $\mu_1 < 0,6$ можна рекомендувати значення $C_{\beta\Pi} = 0,5$, рис. 4.6.

Згідно (4.28) приймають коефіцієнт швидкохідності процесу гвинтового транспортування $P_S = 1, 5$.

Визначають коефіцієнт швидкохідності ГК за залежністю (4.32) чи (4.33).

Визначають кутову швидкість обертання гвинта ГК:

$$\omega = \left[\frac{\varphi k_T g^3 P_k^3}{Q(1 + C_{\beta\Pi})} \right]^{1/5}.$$

Конструктивні параметри за відомими продуктивністю Q та кутовою швидкістю ω визначають аналогічно вертикальному ГК.

Якщо визначальним є обмеження 2 чи 3 за мінімальною кутовою швидкістю ГК, то вибирають задану кутову швидкість $\omega = \omega_{\min}$, вибирають раціональний кут підйому гвинта α (чи параметр $C_{\beta\Pi}$) і визначають діаметр:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8Q(1 + C_{\beta\Pi})}{k_0 k_T \varphi \omega}}$$

де $k_0 = (D_0^2 - d^2) / D^2 \approx 1,1$; $k_T = \pi \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

4.4.3. Методика розрахунку похилих гвинтових конвеєрів

Для похилих гвинтових конвеєрів надійної методики їх розрахунку не існує, оскільки в зоні нахилу $\gamma = 40 - 60^\circ$ міняється вплив земного тяжіння на процес транспортування. Круто-нахилені ГК за принципом транспортування ближчі до вертикальних і для них можна використовувати методику розрахунку із врахуванням критичних кутових швидкостей за відомою залежністю [79]. Пологі ГК доцільно розраховувати за схемою горизонтальних конвеєрів, з врахуванням зменшення продуктивності ГК із збільшенням кута нахилу за лінійною залежністю [38]. Проте для всіх швидкохідних ГК, в т.ч. для похилих вертикальних та горизонтальних можна вважати раціональними ті параметри конвеєра, при яких кути підйому гвинта та траєкторії потоку рівні, тобто $\alpha = \beta_{\Pi}$. Дійсно, для вертикальних ГК рівність $\alpha = \beta_{\Pi}$ досягається при забезпеченні значень $Sc = 0,4$ $C_{\beta} = 0,2$. Для горизонтальних – при значенні $\alpha = \beta_0$, звідки $C_{\beta} = 1$, що згідно рис. 4.6 забезпечує низький рівень енергоємності.

Тоді розрахунок швидкохідного універсального конвеєра проводиться за розробленою схемою [60].

Приймаємо кут підйому гвинта $\alpha = \beta = \frac{k_\alpha}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \text{arctg} \mu_1 \right)$, де для горизонтальних ГК $k_\alpha = 1$, для вертикальних - $k_\alpha = 0,5$, для похилих - проміжні значення. Тоді коефіцієнт швидкохідності конвеєра та кутова швидкість визначається за такими залежностями:

$$P_k = \frac{k_p \sin(\alpha)}{\mu_2 \cos(2\alpha + \text{arctg} \mu_1)}; \quad \omega = \left(\frac{64\pi\phi k_p^3 g^3 \text{tg} \alpha \sin^3 \alpha}{\mu_2^3 Q \cos^3(2\alpha + \text{arctg} \mu_1)} \right)^{1/5}.$$

Інші параметри конвеєра визначаються аналогічно попередніх схем.

Для розрахунку низько-нахилених ГК в проміжній зоні ($15 \leq \omega \leq 45$ рад/с) для вантажу із $\mu_1 = 0,4 - 0,5$ (пшениця) рекомендується використовувати регресійні залежності, отримані в результаті проведення експерименту.

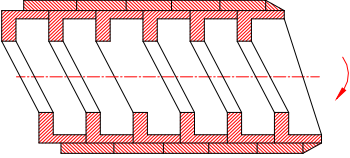
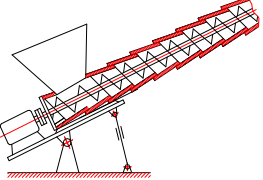
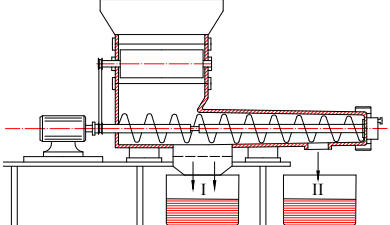
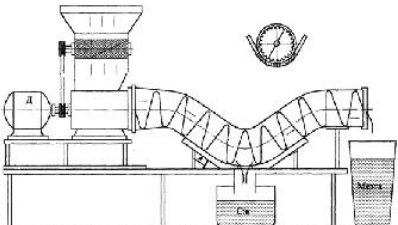
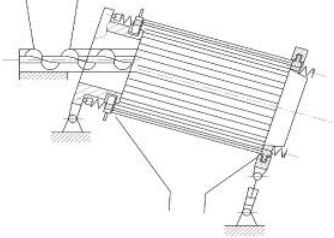
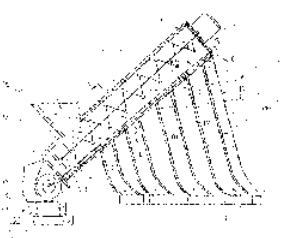
Для інших типорозмірів ГК отримані залежності можна використовувати із врахуванням основних положень теорії подібності згідно рекомендацій А.М. Григорєва. Так, якщо ГК відрізняються масштабним фактором $\mu_M = D_k/D_0$, то основні конструктивні лінійні розміри проектованого подібного ГК будуть визначатись як $L = \mu_M L_0$. У цьому випадку, із врахуванням масштабу μ_M , кутові та лінійні швидкості будуть $\omega = \mu_M^{-0,5} \omega_0$, $v = \mu_M^{0,5} v_0$; сили, навантаження, реакції $F = \mu_M^2 F_0$; крутильні, згинальні моменти $M = \mu_M^3 M_0$; продуктивність $Q = \mu_M^{5/2} Q_0$; потужність та робота $P = \mu_M^{5/2} P_0$, $A = \mu_M^{5/2} A_0$. При цьому для повної подібності процесу вимагається рівність коефіцієнтів зовнішнього тертя вантажу та кутів підйому гвинта ГК.

4.5. Перспективні типи конструкцій та елементів гвинтових транспортно-технологічних механізмів і їх техніко-економічна оцінка

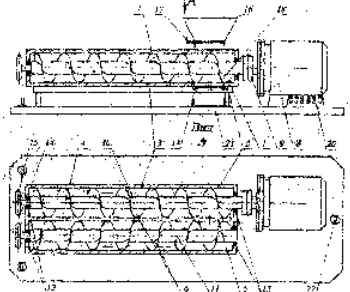
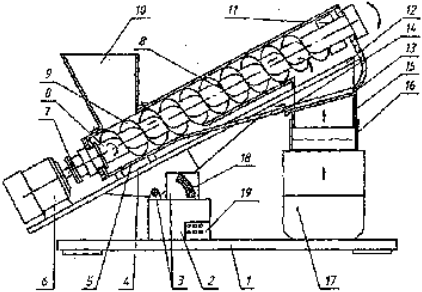
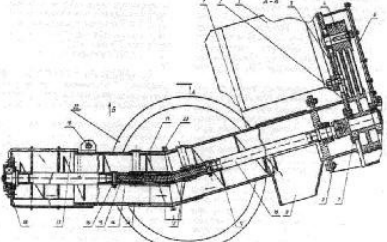
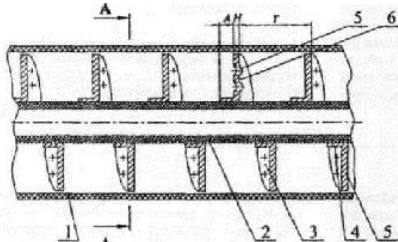
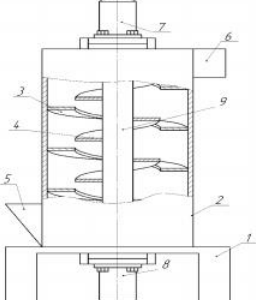
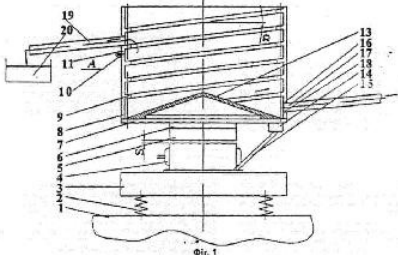
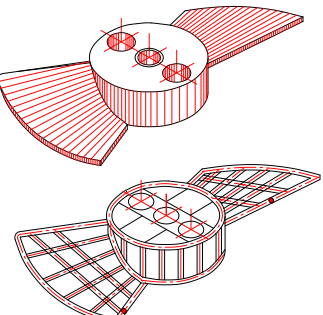
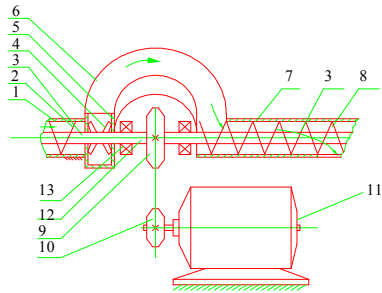
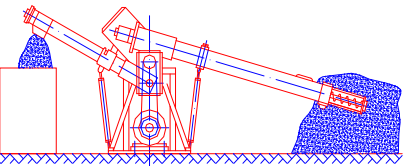
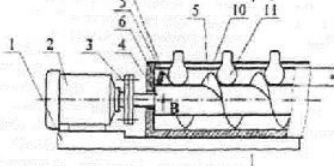
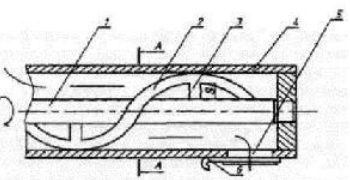
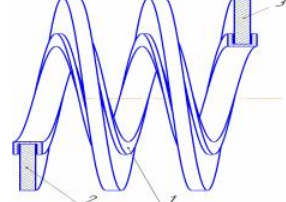
Окремі типи компоновально-конструктивних технологічних схем ГТТМ та їх елементів, на конструкції, засоби дослідження і способи виготовлення яких отримано авторські свідоцтва на винаходи СРСР чи патенти України, представлено в табл. 4.5 і табл. 4.6. В таблиці 4.5 зображені гнучкі та жорсткі ГК, ГТТМ спеціального різного призначення, зокрема класифікатори, соковитискач, шнеково-лопатевий змішувач, гвинтовий вібраційний конвеєр, а також робочі органи ГК. В таблиці 4.5 представлено нові типи конструкцій захисних механізмів ГТТМ. Комплексне впровадження розроблених винаходів у виробничі процеси дає суттєвий економічний, соціальний, екологічний і технічний ефекти у різних галузях промисловості.

Таблиця 4.5

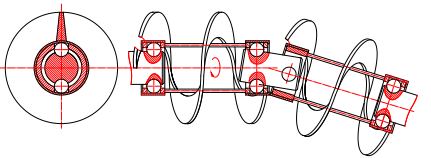
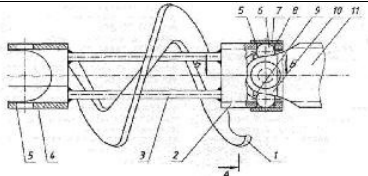
Перспективні конструкцій ГТТМ та їх елементів

Схема механізму	Назва механізму (патент)	Схема механізму	Назва механізму (патент)
1	2	3	4
	Гнучкий гвинтовий конвеєр із зовнішньою спіраллю (а.с. СССР №1696349)		Гвинтовий конвеєр з навівним кожухом (а.с. СРСР №1640070)
	Гвинтовий класифікатор (д. п. України №4116)		Гвинтовий соковитискач (д. п. України №4115)
	Барабанный класифікатор (д. п. України №49221)		Гвинтовий класифікатор (д. п. України №36344)

Продовження таблиці 4.5

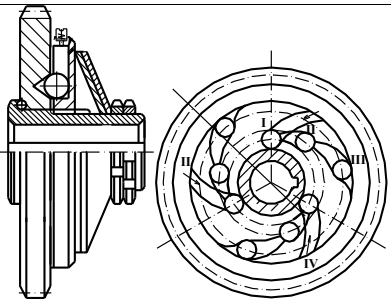
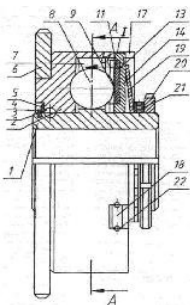
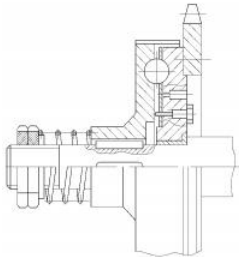
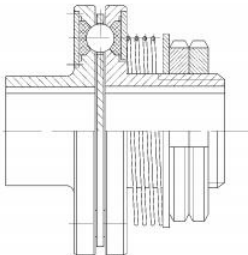
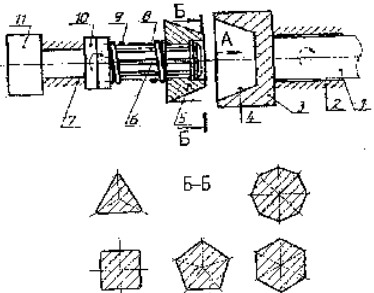
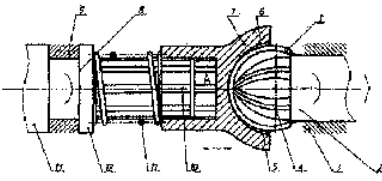
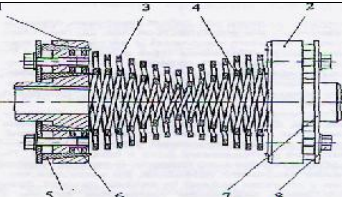
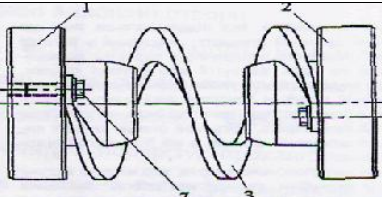
1	2	3	4
	<p>Змішувач гвинтовий з замкнутим циклом роботи (д. п. України №34406)</p>		<p>Змішувач гвинтовий з пересипом (д. п. України №34056)</p>
	<p>Гвинтовий конвеєр з гнучким приводним валом (д. п. України №10250)</p>		<p>Гвинтовий робочий орган змішувача (д. п. України №14359)</p>
	<p>Вертикальний гвинтовий транспортер штучних заготовок (д. п. України №66432)</p>		<p>Гвинтовий вібраційний конвеєр (д. п. України №6433)</p>
	<p>Робочий орган гнучкого секційного гвинтового конвеєра (д. п. України №7757)</p>		<p>Шнеково-лопатевий агрегат для транспортування і змішування (д. п. України №40935)</p>
	<p>Гвинтовий конвеєр з пересипанням (д. п. України №10170)</p>		<p>Гвинтовий конвеєр прямолінійного переміщення заготовок (д. п. України №11979)</p>
	<p>Гвинтовий змішувач сипких і в'язких матеріалів (д. п. України №7758)</p>		<p>Гнучка гвинтова спіраль з внутрішнім з'єднанням секцій (д. п. України №66157)</p>

Продовження таблиці 4.5

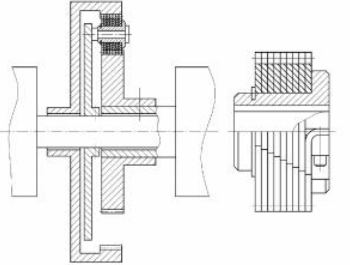
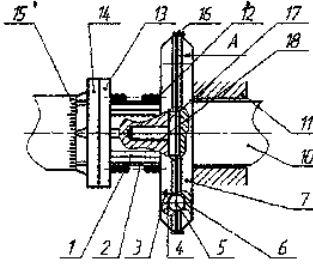

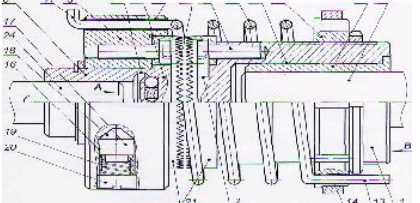
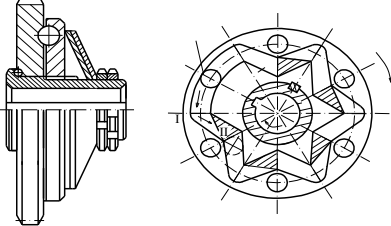
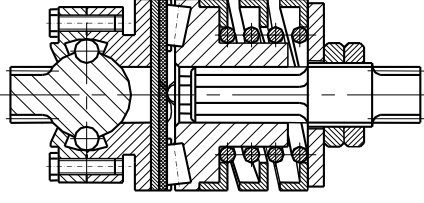
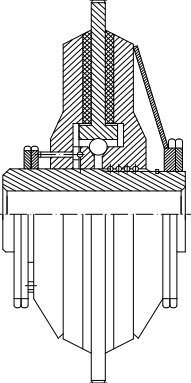
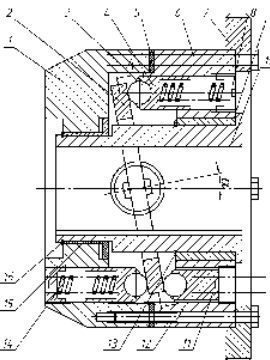
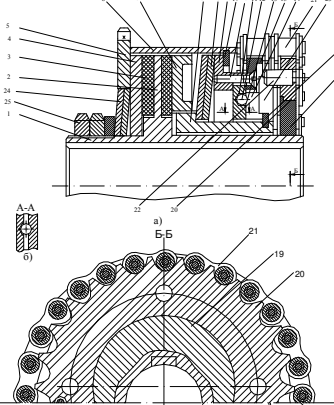
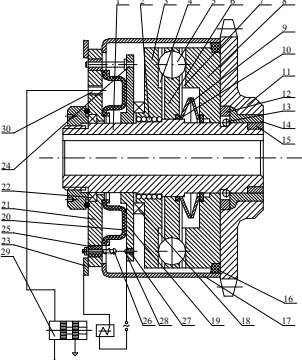
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> <p>Карданний гнучкий гвинтовий робочий орган (д. п. України №7812)</p>	<p style="text-align: center;">3</p> 	<p style="text-align: center;">4</p> <p>Карданний гвинтовий секційний робочий орган (д. п. України №18652)</p>
--	---	---	--

Таблиця 4.6

Перспективні конструкції захисних механізмів ГТТМ

Схема механізму	Назва механізму (патент)	Схема механізму	Назва механізму (патент)
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> <p>Запобіжна реверсивна муфта (д. п. України №4281)</p>	<p style="text-align: center;">3</p> 	<p style="text-align: center;">4</p> <p>Запобіжна кулькова муфта (д. п. України №6530)</p>
	<p>Самовиключна кулькова запобіжна муфта (д. п. України №9218)</p>		<p>Запобіжна кулькова муфта з демпферами (д. п. України №10251)</p>
	<p>Профільна запобіжна муфта (д. п. України №34044)</p>		<p>Сферична зубчаста запобіжна муфта (д. п. України №34060)</p>
	<p>Еластична муфта /варіанти/ (д. п. України №45617А)</p>		<p>Пружно-компенсуюча муфта /варіанти/ (д. п. України №45618А)</p>

Продовження таблиці 4.6

1	2	3	4
	<p>Імпульсна динамічна муфта з навивним паразитним колесом (д. п. України №43167)</p>		<p>Привідний механізм з мікрометричним регулятором (д. п. України №33222)</p>
	<p>Компенсатор механічних навантажень (д. п. України №64310)</p>		<p>Запобіжний компенсатор пускового моменту (д. п. України №54646)</p>
	<p>Низько-частотна запобіжна муфта (д. п. України №4284)</p>		<p>Роликова запобіжна муфта (д. п. України №43170)</p>
	<p>Запобіжна фрикційна муфта підвищеної чутливості (д. п. України №43103)</p>		<p>Запобіжна муфта з коливним диском (д. п. України №46979)</p>
	<p>Запобіжна фрикційна муфта з ланцюговим відтискним механізмом (д. п. України №52273)</p>		<p>Захисний пристрій з пневмоприводом (д. п. України №43102)</p>

Розрахунок економічної ефективності нових конструкцій ГТТМ проводиться на основі їх порівняльної оцінки з типовими представниками машин, які здійснюють однотипні операції і не суттєво відрізняються за продуктивністю, енерговитратами та іншими техніко-економічними показниками. Принципи економічного розрахунку собівартості виготовлення і експлуатації ГТТМ та вибору їх конкурентоздатних конструкцій докладно представлено у параграфі 1.1, а ЗМ у параграфі 1.7. Розрахунок виробничої собівартості виготовлення ГТТМ напряму пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення й орієнтовно може бути визначений за формулами [82]. Експлуатаційні витрати при використанні ГТТМ за весь термін включатиме наступні види витрат: енергетичні; на основну і допоміжну заробітну плату операторів і нарахування на них; пов'язані з пошкодженням (травмуванням) частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів; на монтаж-демонтаж, які можна визначити за формулами [82].

За базу при проведенні порівняння приймають існуючі високопродуктивні ГТТМ, зокрема їх початкову вартість, вартість експлуатації (витрати пов'язані з оплатою праці обслуговуючого персоналу, енерговитрати, витрати на ремонт і обслуговування), продуктивність та якість виконання технологічного процесу (відсоток пошкодженого, невідсепарованого, неподрібненого, невитисненого матеріалу тощо). При виборі та оцінці конструкції ГТТМ слід також враховувати, що середній споживач у своєму виборі в першу чергу керується якістю виробу, а його ціна відходить на другий план. Тому при розробці нових та модернізації існуючих конструкцій ГТТМ в першу чергу слід акцент слід робити на безпеку експлуатації, функціональну та конструкційну якість, дизайн, надійність тощо, постійно проводити функціонально-вартісний інжиніринг та аналіз [19]. Економічну ефективність потрібно визначати за питомими витратами енергетичних і матеріальних ресурсів, показниками якості роботи, кількістю обслуговуючого персоналу та продуктивністю праці. Оцінка ефекту може мати кількісно-вартісну та якісну форму [18]. При проведенні техніко-економічної оцінки ГТТМ її можна здійснювати за такими кількісно-вартісними показниками:

економічним ефектом від виготовлення та експлуатації ГТТМ; простим і складним термінами окупності; індексом прибутковості інвестицій у ГТТМ. Якщо практично неможливо точно кількісно виміряти корисний ефект у вартісній формі, то доцільніше застосовувати якісні види оцінювання, наприклад, експертні (рейтингові або бальні), які мають числовий вираз, чи описові (словесні, графічні тощо).

При розрахунку економічної ефективності оцінки нової конструкції ГТТМ чи його елементів доцільно скористатись формулами [18], наведеними в додатку В.

Економічні результати від використання ГТТМ у відповідних операціях можуть виникати з таких причин: зменшення часу використання працівників (економія по заробітній платі та нарахуванні на заробітну плату); зменшення витрат електроенергії та інших видів палива; зменшення тривалості операцій (економія коштів на амортизаційні відрахування по усіх групах основних виробничих фондах, за рахунок скорочення терміну їх використання при зменшенні тривалості операцій, а також отримання додаткових прибутків за рахунок пришвидшення товарообороту та, відповідно, обігу фінансових ресурсів); зменшення витрат на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт; зменшення інших прямих затрат на допоміжні матеріали і зберігання ГТТМ; підвищення якості виконання технологічного процесу (зменшення відсотку пошкодженого, невідсепарованого, неподрібненого матеріалу тощо).

При проведенні комплексної експертної оцінки ГТТМ необхідно порівнювати як економічні так і функціональні їх показники, які пов'язані з якісним виконанням технологічного процесу.

Розроблені на базі запатентованих ідей конструкції ГТТМ і ЗМ були впроваджені впродовж 1994 – 2013 рр. у ВАТ «Тернопільський комбайновий завод», ВАТ «Ковельсільмаш», ВАТ «Червона зірка», ВАТ «Роменський завод «Тракторозапчастина», ТОВ ОСП Корпорація «ВАТРА», ПАТ «Рівнесільмаш», ТОВ «Універст Лтд» (м. Тернопіль), ПП «Мінбрук» (м. Тернопіль), ВАТ ТКБР «Стріла» (м. Тернопіль) та інших підприємствах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
2. Альтшуллер Г. С. Найти идею. Введение в теорию решения изобретательских задач / Г. С. Альтшуллер. – Новосибирск : Наука, 1986. – 209 с.
3. Андрейчиков А. В. Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения) / А. В. Андрейчиков, О. Н. Андрейчикова. – М. : Машиностроение, 1998. – 478 с.
4. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1965. – 560 с.
5. Бертсекас Д. Условная оптимизация и методы множителей. / Д. Бертсекас [пер. с англ.]. – М. : Радио и связь, 1987. – 400 с.
6. Бирюков Б. Н. Машины, создающие машины / Б. Н. Бирюков. – К. : Техніка, 1987. – 143 с.
7. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. – М. : Наука, 1974. – 501 с.
8. Бойко И. В. Методы и алгоритмы решения задач оптимизации / И. В. Бойко, Б. Н. Бублик, П. Н. Зинько. – К. : Вища школа, 1983. – 420 с.
9. Буш Г. Я. Основы эвристики для изобретателей / Г. Я. Буш. – Рига : Знание, 1977. – 164 с.
10. Вартабедян В. А. Загальна електротехніка / В. А. Вартабедян. – 3-є вид., переробл. і доп. – К. : Вища школа, 1979. – 320 с.
11. Васильків В. Структура геометричного моделювання об'єктів в уніфікаційному синтезі / В. Васильків // Праці 9-го Міжнародного симпозиуму українських інженерів – механіків у Львові. – Львів, 2009. – С. 158-160.
12. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков / Б. М. Гевко. – Львов : Вища школа, 1986. – 128 с.
13. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.

14.Гевко Б. М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – № 5. – С. 109–114.

15.Гевко І. Б. Визначення динамічних навантажень у гвинтовому змішувачі / І. Б. Гевко, О. Я. Гурик // Вісник НУ «Львівська політехніка»: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2002. – № 442. – С. 90–93.

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

17.Гевко І. Б. Експериментальне устаткування для дослідження процесів транспортування і змішування сипких матеріалів / І. Б. Гевко, А. І. Пік, В. Б. Левенець // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ. – 2008. – Вип. 21. – С. 23–26.

18.Гевко І. Б. Методи прийняття управлінських рішень: підручник / І. Б. Гевко. – К.: Кондор, 2009. – 187 с.

19.Гевко І. Б. Операційний менеджмент: навч. посіб. / І. Б. Гевко. – К.: Кондор, 2005. – 228 с.

20.Гевко І. Б. Оптимізація параметрів процесу змішування порошкових матеріалів гвинтовим змішувачем / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, 2004. – №7. – С. 44–48.

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

22.Гевко І. Дослідження моментів інерції гвинтових транспортерів / І. Гевко, А. Дячун, Р. Грудовий // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – 2012. – № 16. – С. 201–210.

23.Гевко І. Експериментальні дослідження запобіжних муфт приводів гвинтових механічних систем / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 3. – С. 108–116.

24.Гевко І. Експериментальні дослідження змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом / І. Гевко, Р. Любачівський, А. Дячун // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛНТУ. – Луцьк, 2011. – Вип. 35. – С. 51–55.

25.Гевко І. Математична модель крутильних коливань шнека / І. Гевко // Матеріали шістнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2012. – С. 15.

26.Гевко І. Математична модель нелінійних згинних коливань шнека / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 4 (68). – С. 141-154.

27.Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 1. – С. 69–77.

28.Гевко І. Модель вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І. Гевко // Вісник ТДТУ. – 2010. – Т. 15, № 1. – С. 66–72.

29.Гевко І. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами / І. Гевко, Р. Любачівський, А. Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – 2012. – № 16. – С. 237–246.

30.Гевко І. Система автоматизованого проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів / І. Гевко // Матеріали шістнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2012. – С. 11.

31.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.

32.Гевко І. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 121–134.

33.Гевко І. Установа для дослідження змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом / І. Гевко, Р. Любачівський // Матеріали п'ятнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2011. – С. 15.

34.Гевко І. Б. Дослідження процесу змішування сипких матеріалів / І. Б. Гевко, О. Я. Гурик, В. Б. Левенець // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2003. – Вип. 60. – С. 155–161.

35.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.

36.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.

37.Григорьев А. В. И/ИЛИ-дерево как средство абстрактного представления знаний / А. В. Григорьев, А. А. Каспаров // Сб. трудов Донецкого национального технического университета. – Серия «Информатика, кибернетика та обчислювальна техніка». – 2002. – Выпуск 39. – С. 36–42.

38.Григорьев А. М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.

39.Григорьев А. М. Гибкие шнеки / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенський. – К. : Знание, 1967. – 98 с.

40.Грудовий Р. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу у гвинтовому еліптичному змішувачі / Р. Грудовий, А. Дячун, І. Гевко // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – 2012. – № 16. – С. 194–201.

41.Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / О. Я. Гурик. – Тернопіль, 2003. – 20 с.

42.Джонс Д. К. Методы проектирования / Д. К. Джонс [пер. с англ. 2-е изд.]. – М. : Мир, 1986. – 326 с.

43.Дмитрів Д. Оптимізація конструктивних параметрів робочих органів кормозмішувачів / Д. Дмитрів, О. Дудін, О. Рогатинська // Вісник ТНТУ. – 2003. – Т.8, № 4. - С.37-43.

44.Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В. В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1998. – 408 с.

45. Дячун А. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом / [А. Дячун, Р. Грудовой, И. Гевко и др.] // Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность. – 2012. – Том 51, серия 1.1. – С. 31–35.

46. Дячун А. Є. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу [Електронний ресурс] / А. Є. Дячун, І. Б. Гевко, Р. С. Грудовой // ТНТУ, ELARTU - 2013. – 12 с. – Режим доступу до журн. : <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/2474>.

47. Экспериментальне обладнання для дослідження механічних систем / [І. Гевко, І. Брошак, В. Сай та ін.] // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2011. – Т. 16, № 1. – С. 96–104.

48. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 320 с.

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

50. Казачковський Н. Н. Программа PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»] / Н. Н. Казачковський, Д. В. Якупов. – Дніпропетровськ : НГУ, 2006. – 45 с.

51. Каудерер Г. Нелинейная механика / Каудерер Г.: [пер. с нем. Я. Г. Пановко]. – М. : ИЛ, 1961. – 777 с.

52. Кіндрацький Б. І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій / Б. І. Кіндрацький, Г. Т. Сулим. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280 с.

53. Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике / Джулиан Коул: [пер. с англ. А. И. Державиной и В. Н. Диесперова под ред. [с предисл.] О. С. Рыжова]. – М. : Мир, 1972. – 276 с.

54. Кошляков Н. С. Уравнения в частных производных математической физики / Н. С. Кошляков, Э. Б. Глинер, М. М. Смирнов. – М. : Высшая школа, 1970. – 710 с.

55. Кузнецов Ю. М. Прогнозування розвитку технічних систем / [Ю. М. Кузнецов, Р. А. Склярів]; під заг. ред. Ю. М. Кузнецова. – К. : ТОВ «ЗМОК». – ПП «ГНОЗІС», 2004. – 323 с.

56. Кузнецов Ю. М. Теорія технічних систем / [Ю. М. Кузнецов, І. В. Луців, С. А. Дубиняк]; під заг. ред. Ю. М. Кузнецова. – Тернопіль : ТНТУ, 1997 – 310 с.

57. Курейчик В. М. Математическое обеспечение конструкторского и технологического проектирования с применением САПР / В. М. Курейчик. – М. : Радио и связь, 1990. – 352 с.

58. Лещук Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів / Р. Лещук, І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т. 8, № 4. – С. 56–61.

59. Ловейкін В. С. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2004. – Вип. 21. – С. 130–141.

60. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8–15.

61. Макаров Ю. И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю. И. Макаров. – М. : Машиностроение, 1973. – 216 с.

62. Мартинців М. П. Динамічні розрахунки гвинтових транспортних механізмів / М. П. Мартинців, І. Б. Гевко // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України: збірник наукових праць. – 2011. – Вип. 21.15. – С. 108–118.

63. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.

64. Митропольский Ю. А. Нелинейные краевые задачи математической физики и их приложения / Ю. А. Митропольский. – Київ : Ін-т математики НАН України, 1994. – 231 с.

65. Ногин В. Д. Основы теории оптимизации / В. Д. Ногин, Н. О. Протождяконов, И. И. Євлампієв. – М. : Высшая школа, 1986. – 146 с.

66.Омельченко А. А. Довідник по механізації твариницьких і пташиних ферм і комплексів / А. А. Омельченко, Б. Д. Ткач. – К. : Урожай, 1982. – 271 с.

67.Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів / [О. Р. Рогатинська, Ю. В. Дудун, Л. Р. Рогатинська та ін.] // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2006. – Т. 2, № 44 – С. 258-264.

68.Остапчук Н. В. Оптимизация технологических процессов на землеперерабатывающих предприятиях / Н. В. Остапчук. – М. : Колос, 1974. – 144 с.

69.Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

70.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.

71.Писаренко Г. С. Колебания упругих систем с учетом рассеяния энергии в материале / Г. С. Писаренко. – Киев : Изд-во АН УССР, 1970. – 379 с.

72.Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов: [пер. с нем.] / [К. Хартан, Э. Лецкий, В. Шефер и др.]. – М. : Мир, 1977. – 552 с.

73.Повилейко Р. П. Человек, машина, красота / Р. П. Повилейко, Л. В. Левицкий. – Новосибирск : Западно-сибирское кн. изд-во, 1969. – 198 с.

74.Половинкин А. И. Основы инженерного творчества: [учеб. пособие для студентов вузов] / А. И. Половинкин. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.

75.Поляков В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барабаш, О. А. Ряховский. – Л. : Машиностроение, 1974. – 352 с.

76.Пономарев В. И. Винтовые транспортеры / В. И. Пономарев. – М. : Стандартизация и рационализация, 1933. – С. 105–106.

77.Преображенский П. А. Определение оптимальной угловой скорости транспортирующего винта быстроходного шнека / П. А. Преображенский // Тр. КХТИ им. С.М. Кирова. – Кирово, 1965. – Вип. 35. – С. 21–24.

78. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра / [І. Гевко, А. Дячун, Р. Любачівський та ін.] // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – Вінниця, 2012. – Вип. 11. – Т. 1 (65). – С. 119–122.

79. 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.

80. Рогатинський Р. Вплив імпульсних сил на крутильні коливання шнека / Р. Рогатинський, І. Гевко, А. Дячун // Матеріали шістнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2012. – С. 62-63.

81. Рогатинський Р. Исследование крутных колебаний шнека / [Р. Рогатинський, І. Гевко, А. Дячун] // Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность. – 2012. – Том 51, серия 1.1. – С. 42–46.

82. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 197–210.

83. Рогатинський Р. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем / Р. Рогатинський, І. Гевко, Л. Рогатинська // Вісник ТНТУ. – 2013. – № 1 (69). – С. 116–125.

84. Рогатинський Р. Оптимізація швидкохідних гвинтових конвеєрів за енергоємністю [Електронний ресурс] / Р. Рогатинський, І. Гевко, О. Рогатинська, Л. Рогатинська // ТНТУ, ELARTU - 2013. – 20 с. – Режим доступу до журн. : <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789>

85. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.20.01 «Піднімально-транспортні машини», 05.05.05 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Р. М. Рогатинський. – Київ, 1997. – 52 с.

86. Структурний синтез гвинтових сепараторів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням / [І. Гевко, А. Дячун, Л. Рогатинська та ін.] // Вісник ТНТУ. – 2013. – № 1 (69). – С. 131–140.

87. Тепинкевич В. К. Предохранительные устройства от перегрузок станков / В. К. Тепинкевич. – М. : Машиностроение, 1969. – 157 с.

88. Техніко-економічне обґрунтування вибору структури транспортера неперервної дії / [І.Б. Гевко, Д. В. Дмитрів, О. В. Дудін та ін.] // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2004. – Вип. 29. – С. 350–356.

89. 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.

90. Уизем Дж. Линейные и нелинейные волны / Уизем Дж. [пер. с англ. В. В. Жаринова]. – М. : Мир, 1977. – 662 с.

91. Черняев Н. П. Производство комбикормов / Н. П. Черняев. – М. : Агропромиздат, 1989. – 224 с.

92. Chen L.Q. Nonlinear parametric vibration of axially moving beams: asymptotic analysis and differential quadrature verification/ Li-Qun Chen, Bo Wang, Hu Ding// Journal of Physics: Conference Series 181 (2009). – P.1-8.

93. Finan J.S., Hurley W.J. Transitive calibration of the AHP verbal scale / J.S. Finan, W.J. Hurley // European Journal of Operational Research. – 1999. – V.112.

94. Holland J. H. Adaptation in natural and artificial systems. An introductory analysis with application to biology, control and artificial intelligence. – London: Bradford book edition, 1994.

95. Wong F., Yong Tan P. Neural Networks And Genetic Algorithm For Economic Forecasting // AI in economics and business administration. Institute of systems Science, National University of Singapore, 1999.

Додаток А

Приклад вибору запобіжної муфти ГТТМ

Для приводу ГТТМ необхідно вибрати ЗМ з наступними характеристиками: $n = 400$ об/хв.; $T = 1000$ Н·м; з максимальною точністю і мінімальним коефіцієнтом динамічності. Функціональні показники є важливішими за вартісні.

Рішення.

Проводиться вибір ЗМ з класу ВЗМ і розглядаються дві альтернативи: ВЗН-27 і ВЗН-33. Аналіз вартісних показників ЗМ показав, що сумарна вартість ВЗН-27 становить 1680 грн., а ВЗН-33 – 2920 грн. Коефіцієнти зведеної собівартості становитимуть:

$$k_{\text{соб. ВЗН-27}} = 1680 / 5000 = 0,336; \quad k_{\text{соб. ВЗН-33}} = 2920 / 5000 = 0,584.$$

Проводимо оцінку показників функціональних характеристик ЗМ в табл. А. Бальна шкала оцінки якісних факторів ЗМ визначатиметься наступним чином: відмінно – 10; дуже добре – 8; добре – 6; задовільно – 4; погано – 2.

Таблиця А

Оцінка показників функціональних характеристик ЗМ ГТТМ

Значення фактора ($\Sigma 100$)	Фактори оцінки функціональних характеристик ЗМ	BZN-27	BZN-33
			
1	2	3	4
25	Точність спрацювання	6	8
25	Коефіцієнт динамічності	4	8

Продовження таблиці А

1	2	3	4
10	Коефіцієнт чутливості спрацювання	6	8
10	Коефіцієнт стабільності роботи	8	6
5	Коефіцієнт частоти спрацювання	2	10
5	Час спрацювання	8	4
10	Довговічність (надійність)	8	6
10	Габаритні розміри	8	4

Зведені показники функціональних характеристик ЗМ становитимуть:

$$P_{BZN-27} = 25 \cdot 6 + 25 \cdot 4 + 10 \cdot 6 + 10 \cdot 8 + 5 \cdot 2 + 5 \cdot 8 + 10 \cdot 8 + 10 \cdot 8 = 600;$$

$$P_{BZN-33} = 25 \cdot 8 + 25 \cdot 8 + 10 \cdot 8 + 10 \cdot 6 + 5 \cdot 10 + 5 \cdot 4 + 10 \cdot 6 + 10 \cdot 4 = 730.$$

Коефіцієнти функціональних характеристик розглядуваних ЗМ становитимуть:

$$k_{як. BZN-27} = 600 / 1000 = 0,6; \quad k_{як. BZN-33} = 730 / 1000 = 0,73.$$

У зв'язку з потребою вибору ЗМ з високою точністю спрацювання і низьким коефіцієнтом динамічності, тобто високими функціональними показниками, коефіцієнт важливості і пріоритетності цих показників приймаємо $k_{ваз} = 0,7$.

Визначаємо очікувані позитиви від застосування альтернативних ЗМ:

$$P_{BZN-27} = 0,6 \cdot 0,7 - 0,336 \cdot (1 - 0,7) = 0,319;$$

$$P_{BZN-33} = 0,73 \cdot 0,7 - 0,584 \cdot (1 - 0,7) = 0,336.$$

Отже, краща альтернатива по використанню в конструкції ГТТМ належить ЗМ BZN-33.

Додаток Б

Додаток Б.1

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень продуктивності жорсткого гвинтового конвеєра з гофрованим робочим органом з використанням «Mathcad 2000 Professional»

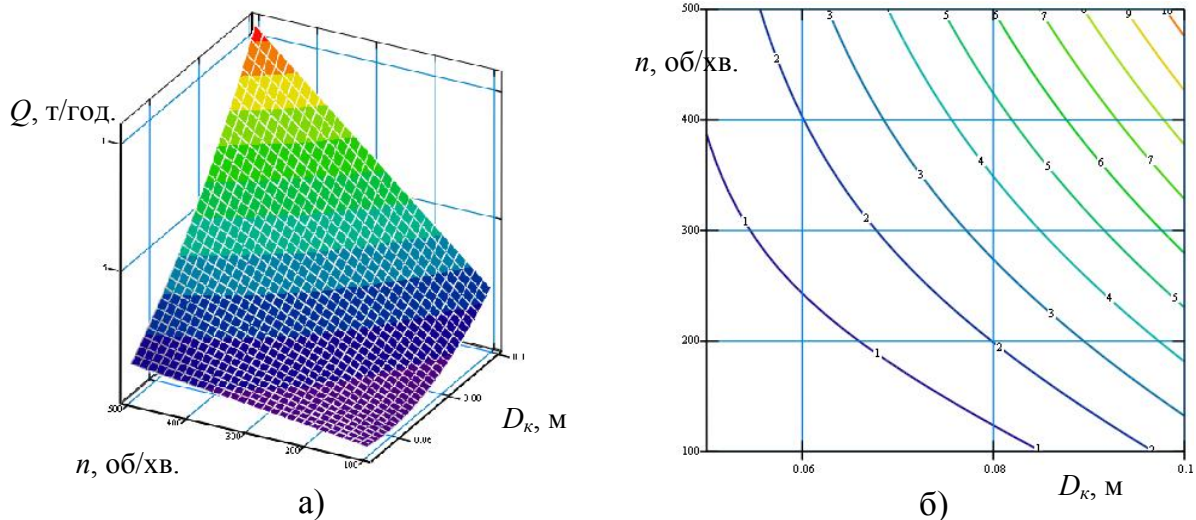


Рис. Б.1.1. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(D_k, n)}$ під час транспортування піску від внутрішнього діаметра кожуха D_k та частоти обертання гвинтового робочого органу n ($\gamma_n = 30^\circ$)

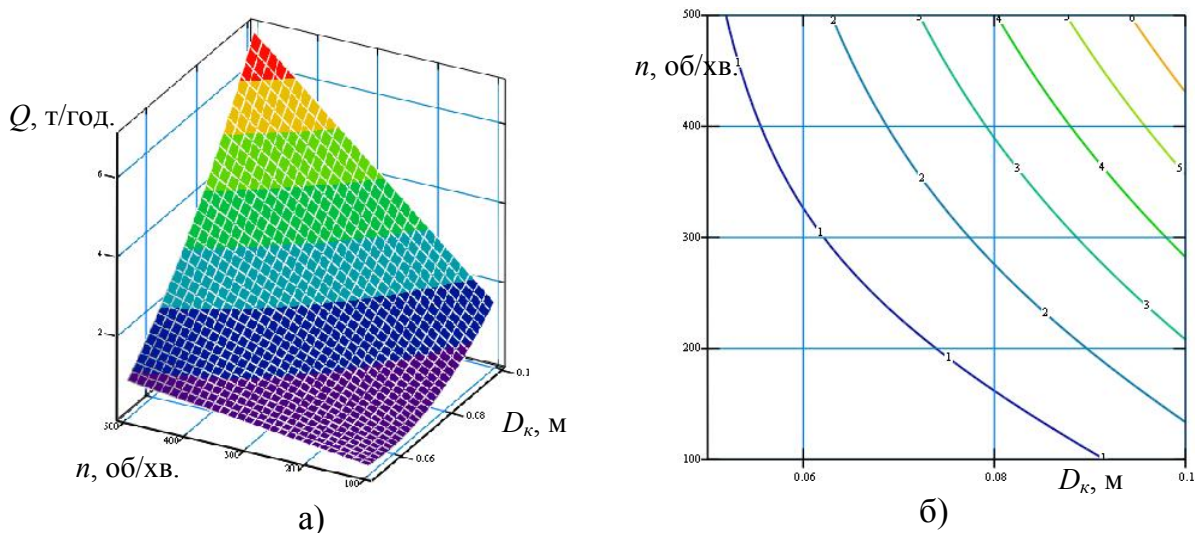


Рис. Б.1.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(D_k, n)}$ під час транспортування ячменю від внутрішнього діаметра кожуха D_k та частоти обертання гвинтового робочого органу n ($\gamma_n = 30^\circ$)

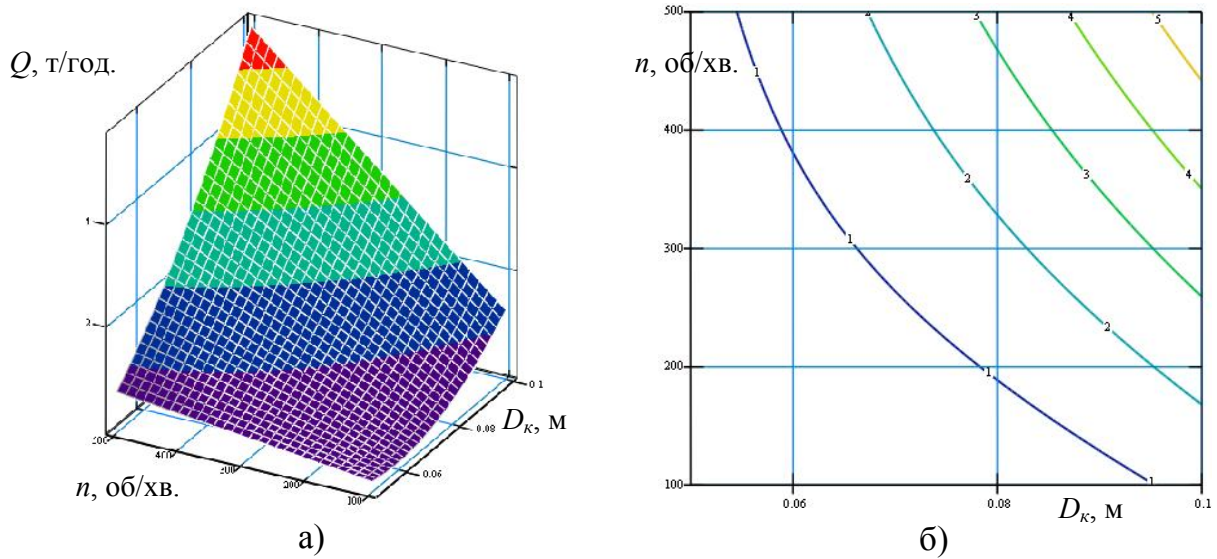


Рис. Б.1.3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(D_K, n)}$ під час транспортування технічної солі від внутрішнього діаметра кожуха D_K та частоти обертання гвинтового робочого органу n ($\gamma_n = 30^\circ$)

Додаток Б.2

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтового транспортера-змішувача з стрічковим шнеком з використанням «Mathcad 2000 Professional»

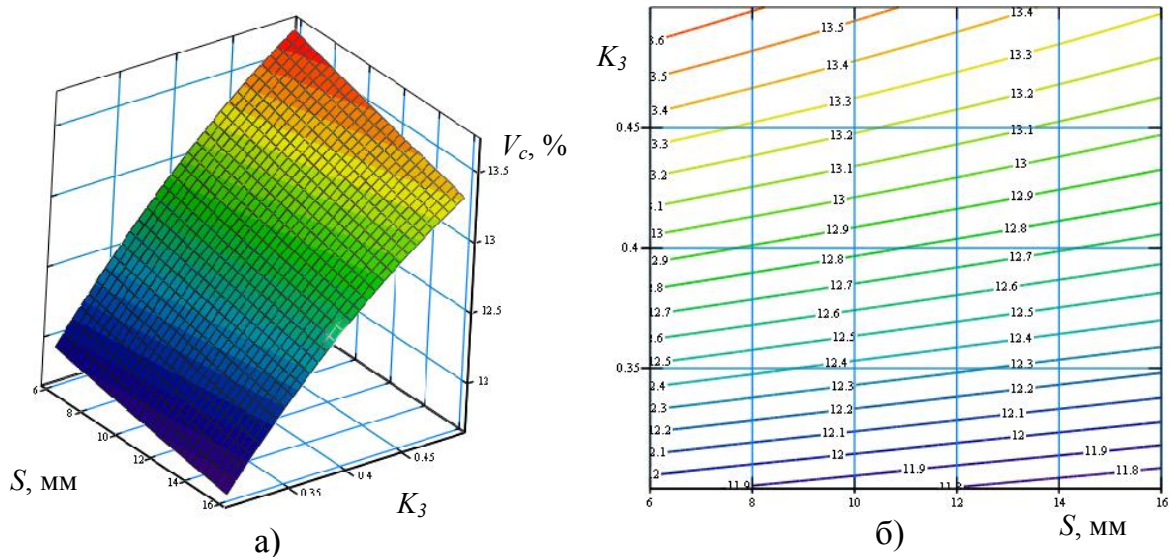


Рис. Б.2.1. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від коефіцієнта завантаження K_3 та величини зазору S між валом та витком ($n = 142$ об/хв.)

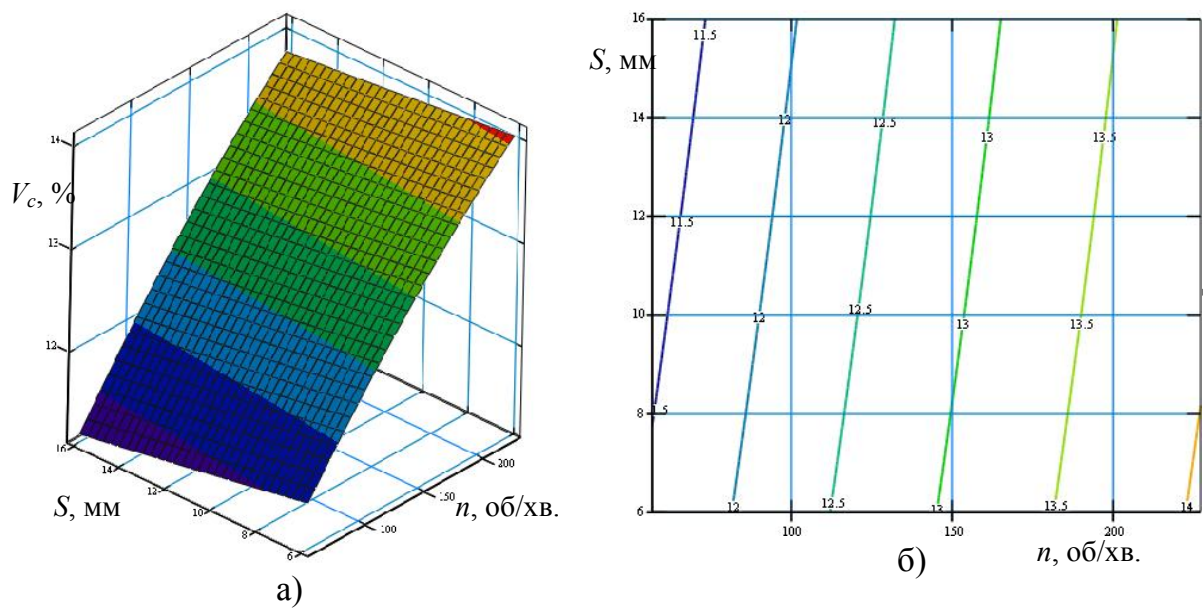


Рис. Б.2.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та величини зазору S між валом та витком ($K_3 = 0,4$)

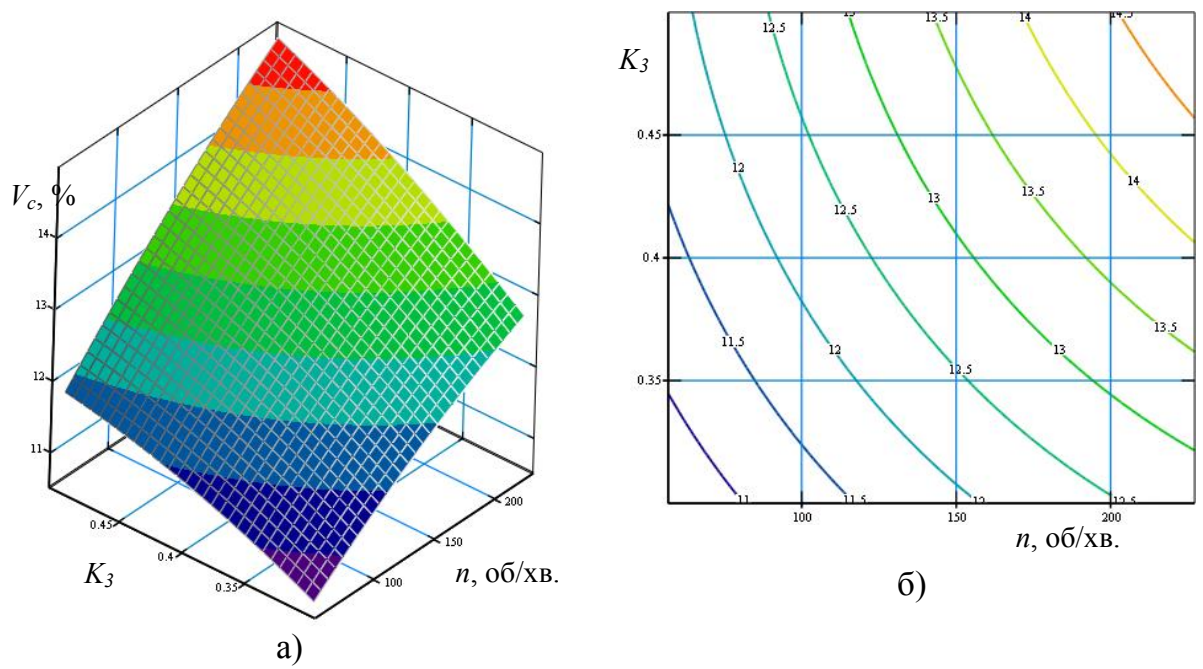


Рис. Б.2.3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та коефіцієнта завантаження K_3 ($S = 11$ мм)

Додаток Б.3

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом з використанням «Mathcad 2000 Professional»

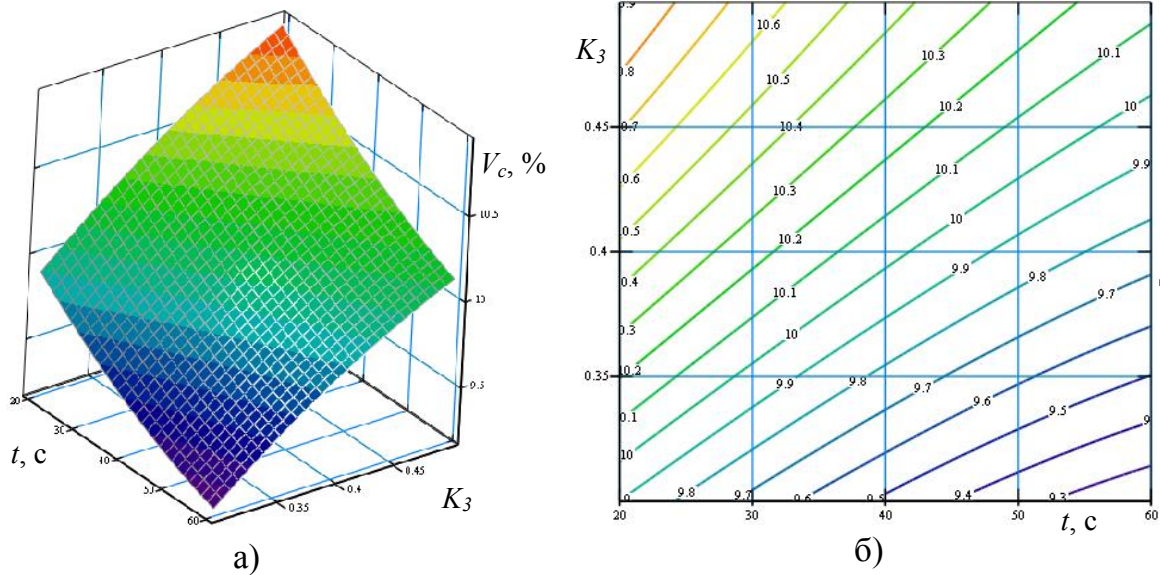


Рис. Б.3.1. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від коефіцієнта завантаження K_3 та часу роботи t ($n = 142$ об/хв.)

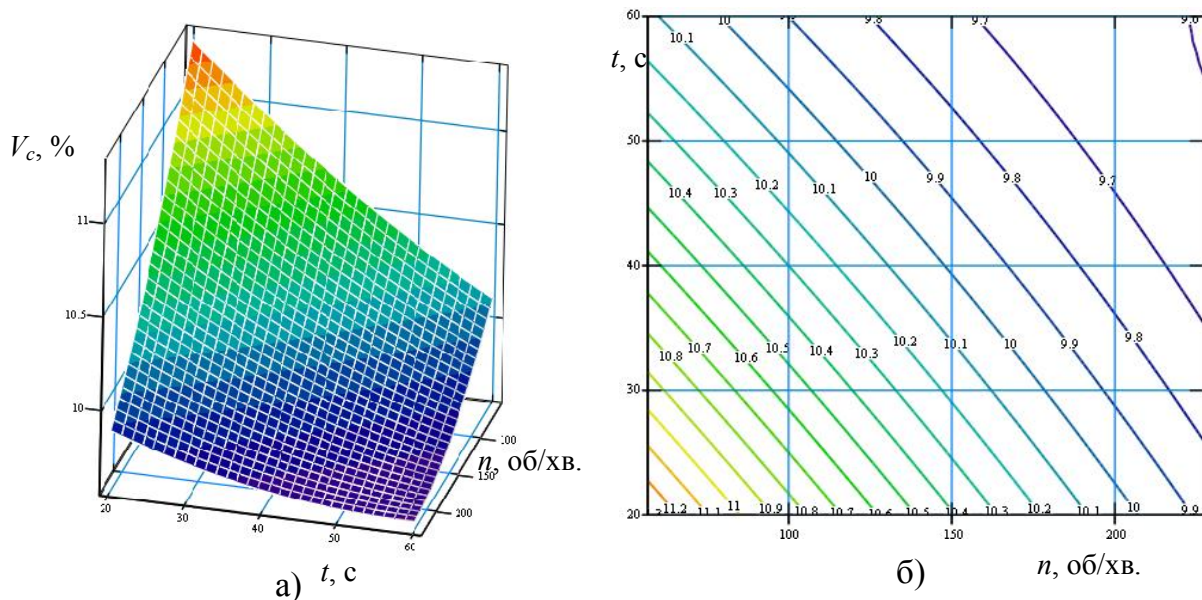


Рис. Б.3.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та часу роботи t ($K_3 = 0,4$)

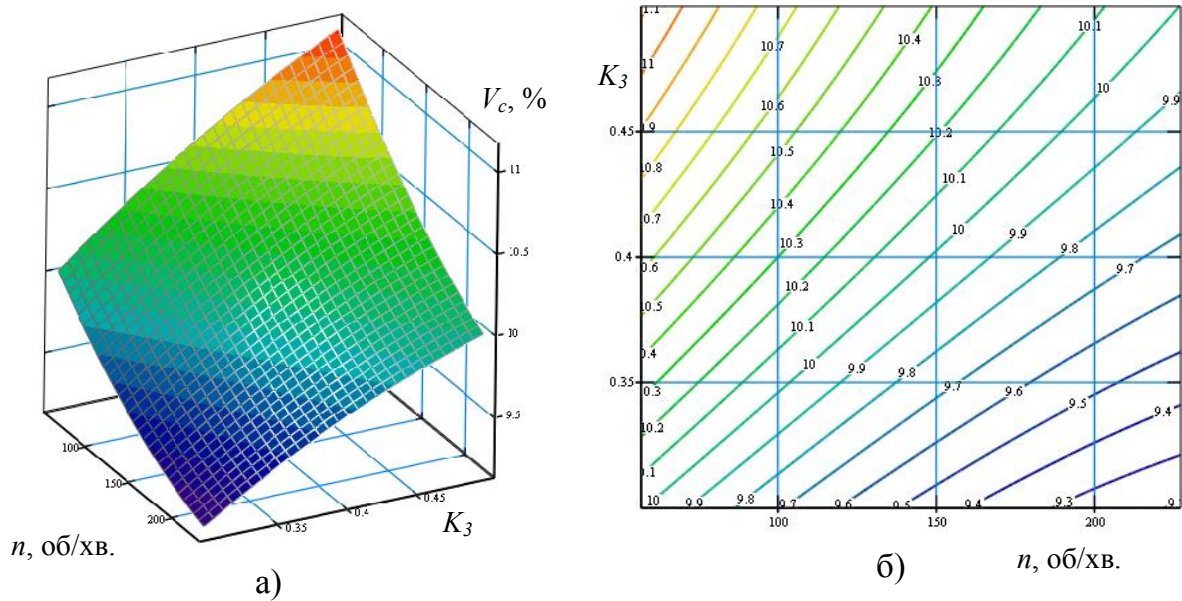


Рис. Б.3.3. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та коефіцієнта завантаження K_3 ($t = 40$ с)

Додаток Б.4

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом з використанням «Mathcad 2000 Professional»

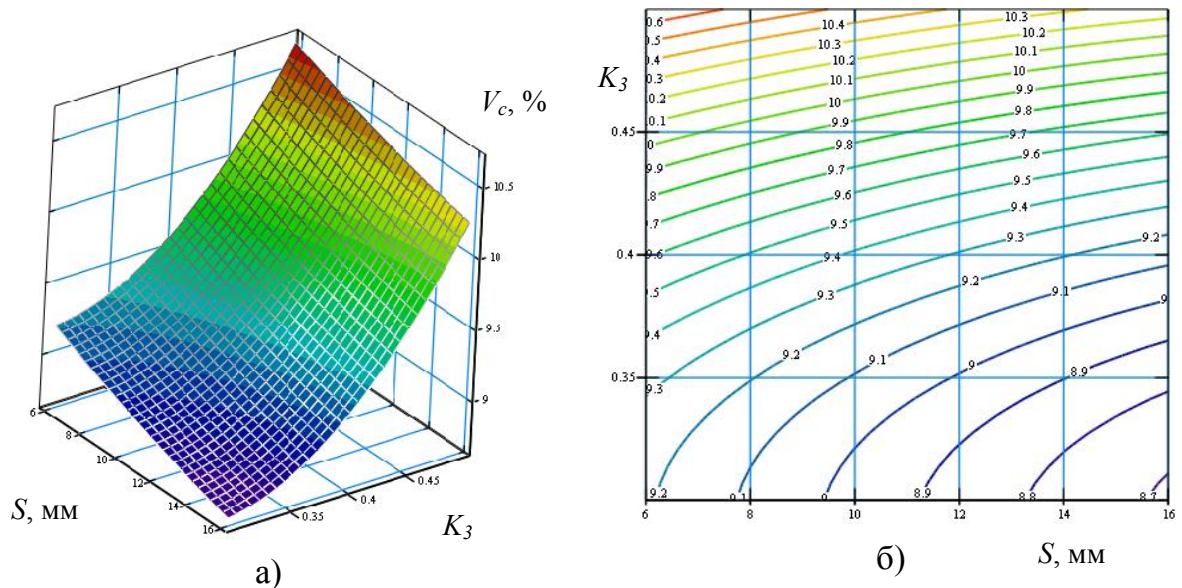


Рис. Б.4.1. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від коефіцієнта завантаження K_3 та величини зазору S між валом та витком ($n = 142$ об/хв.)

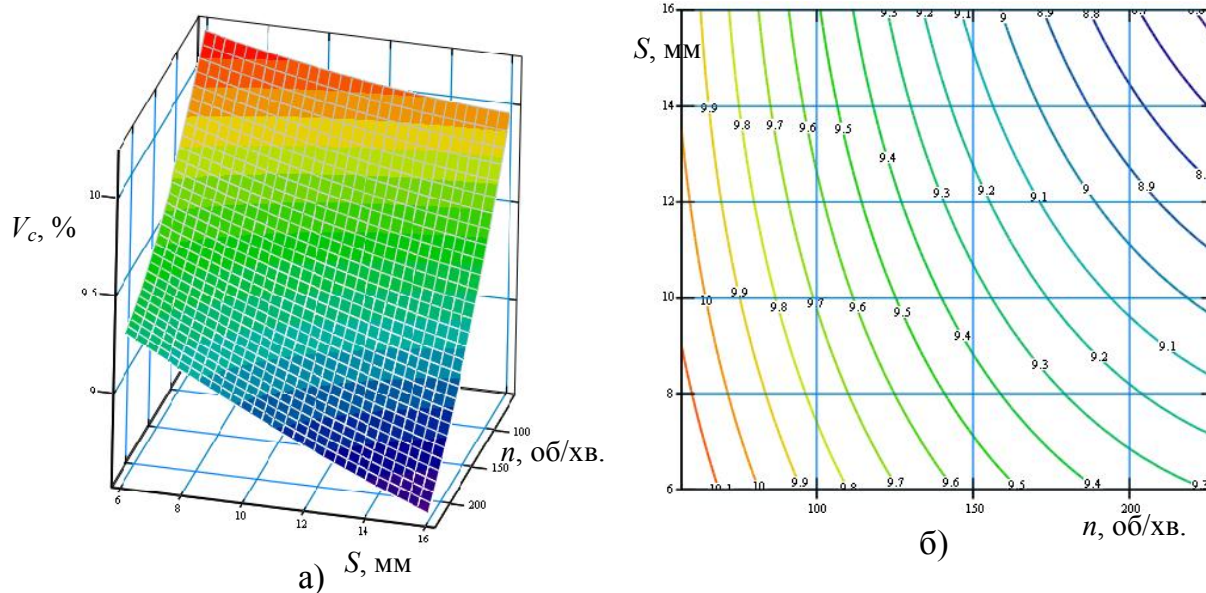


Рис. Б.4.2. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та величини зазору S між валом та витком ($K_3 = 0,4$)

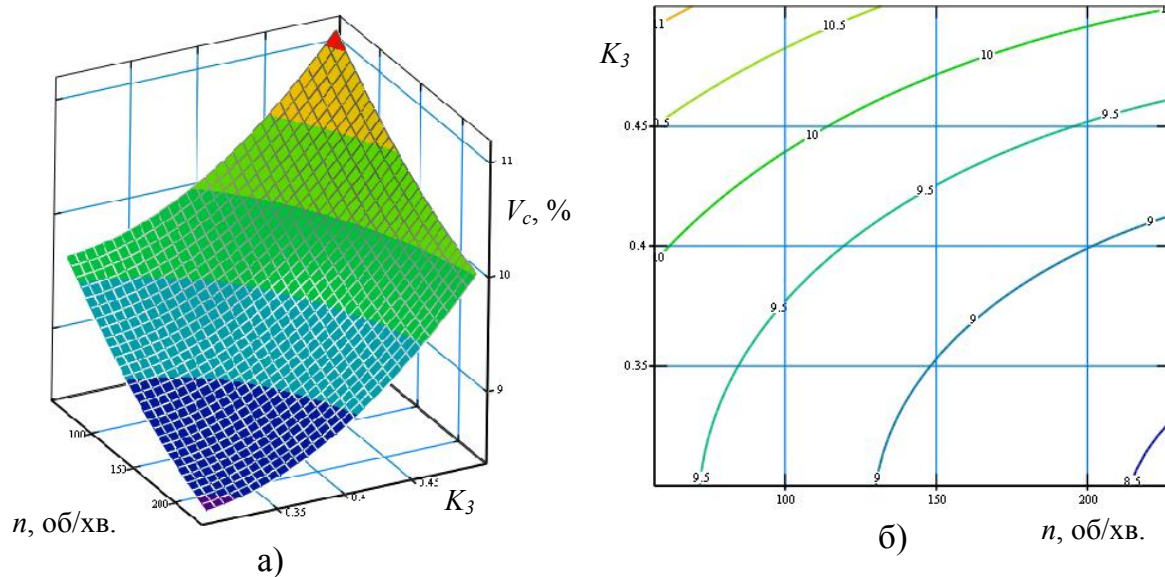


Рис. Б.4.3. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та коефіцієнта завантаження K_3 ($S = 11$ мм)

Додаток Б.5

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень крутильної жорсткості гнучких гофрованих шнеків з використанням «Mathcad 2000 Professional»

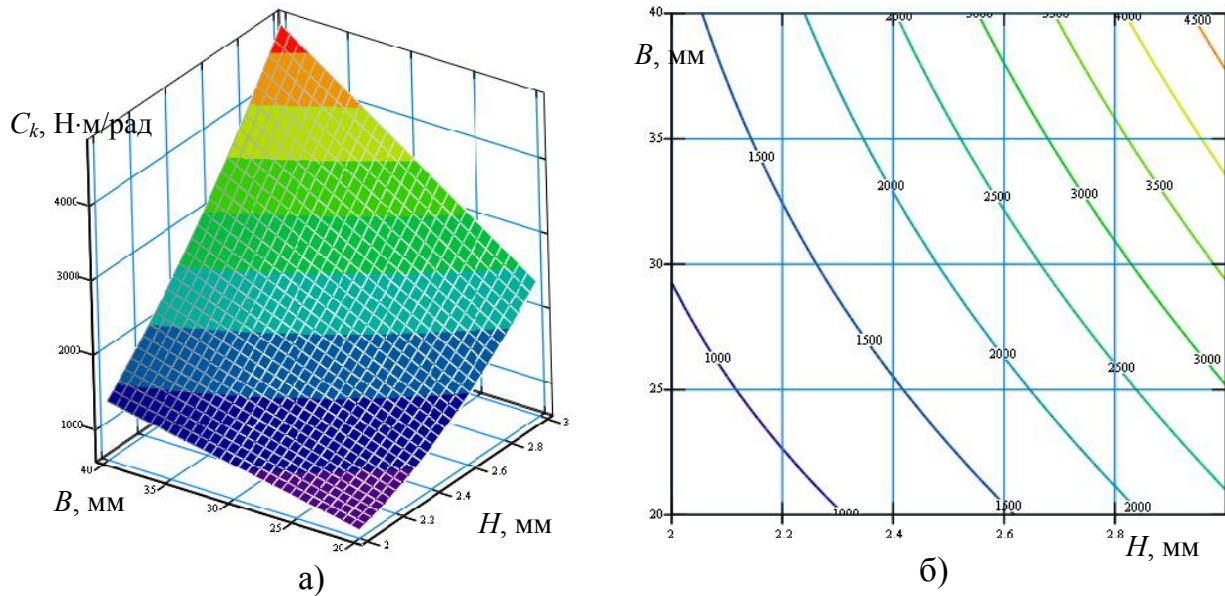


Рис. Б.5.1. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутильної жорсткості гофрованого гнучкого ГРО $C_{k(H,B)}$ від товщини та ширини поперечного січення спіралі ГРО ($D = 120$ мм)

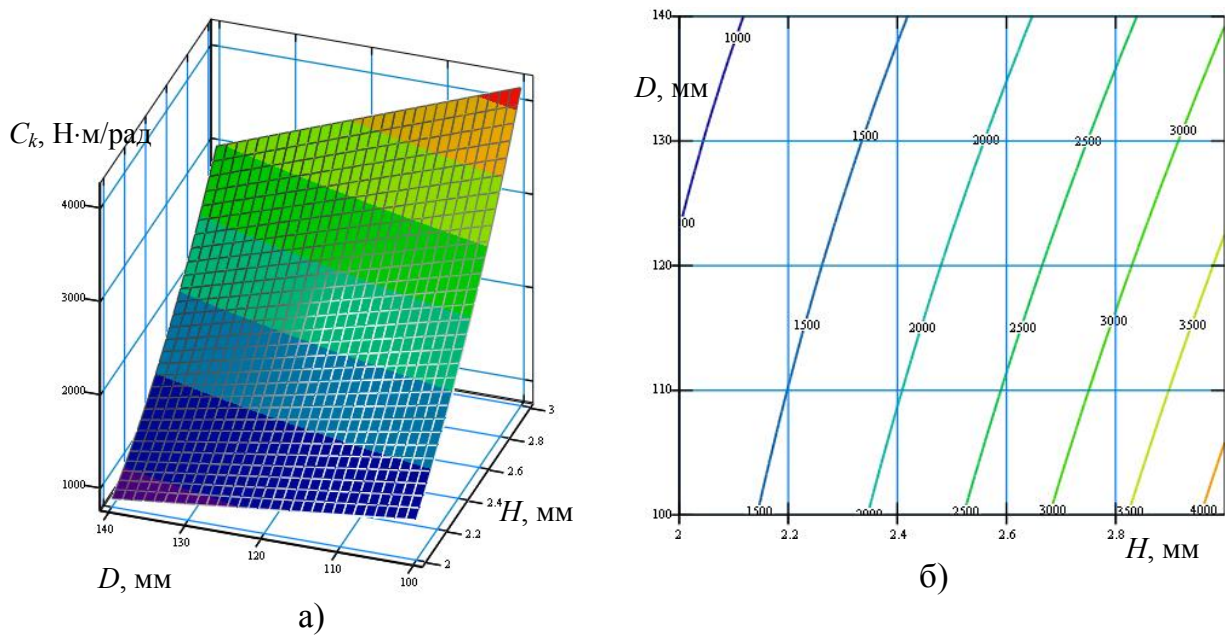
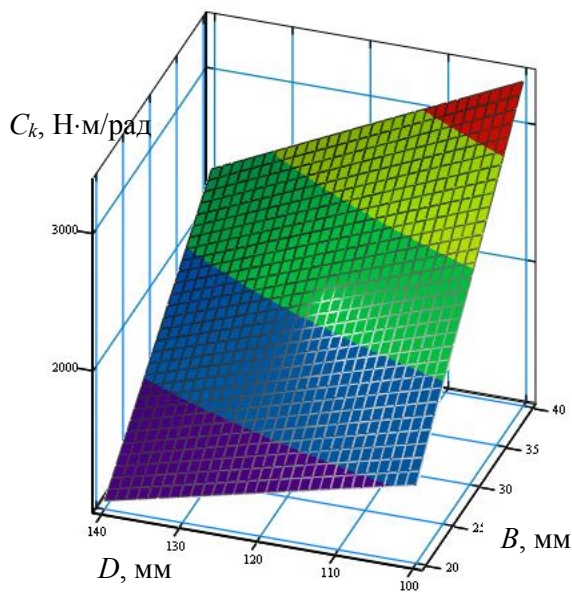
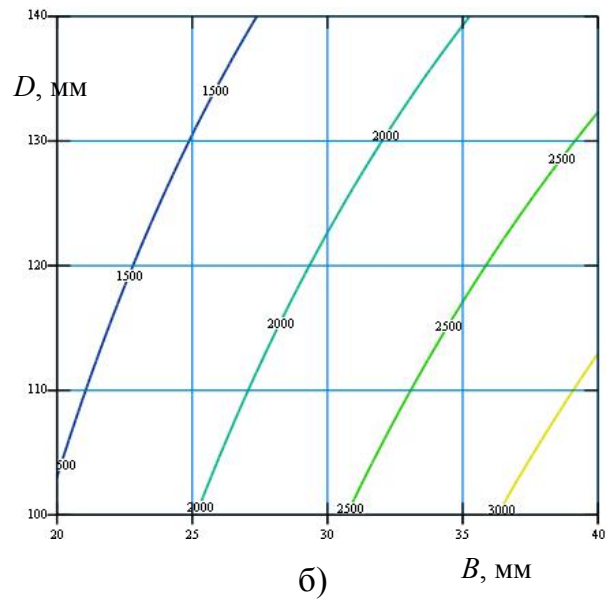


Рис. Б.5.2. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутильної жорсткості гофрованого гнучкого ГРО $C_{k(H,D)}$ від товщини поперечного січення спіралі та середнього діаметра витка спіралі ($B = 30$ мм)



а)

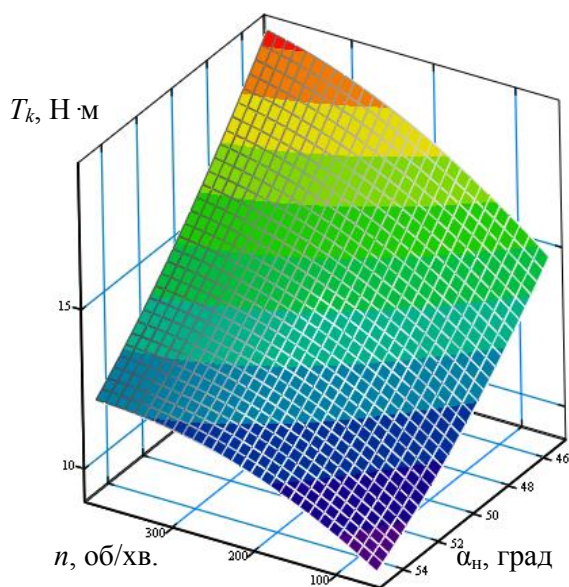


б)

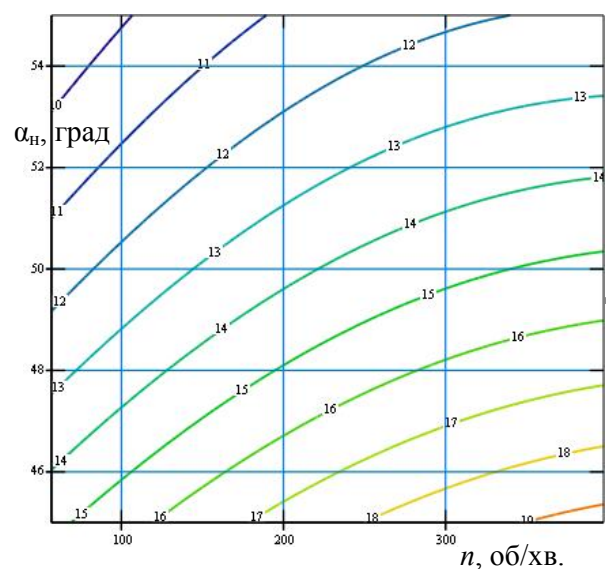
Рис. Б.5.3. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутильної жорсткості гофрованого гнучкого ГРО $C_{k(B,D)}$ від ширини поперечного січення спіралі та середнього діаметра витка спіралі ($H = 2,5$ мм)

Додаток Б.6

Графоаналітичне оброблення результатів залежності величини передачі максимального обертального моменту з використанням «Mathcad 2000 Professional»



а)



б)

Рис. Б.6.1. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини передачі максимального обертального моменту конусної муфти $T_{k(n,\alpha)}$ від частоти обертання муфти та кута нахилу лунок ($P = 100$ Н)

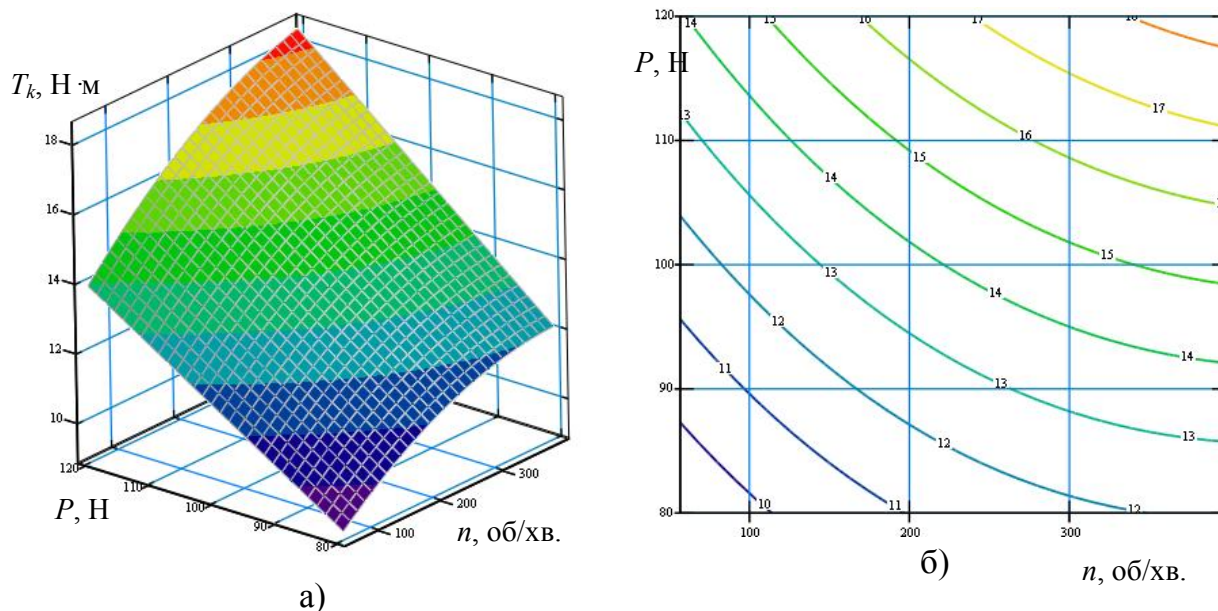


Рис. Б.6.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини передачі максимального крутного моменту конусної муфти $T_{k(n,P)}$ від частоти обертання муфти та сили підтискання пружини ($\alpha_H = 50$ град)

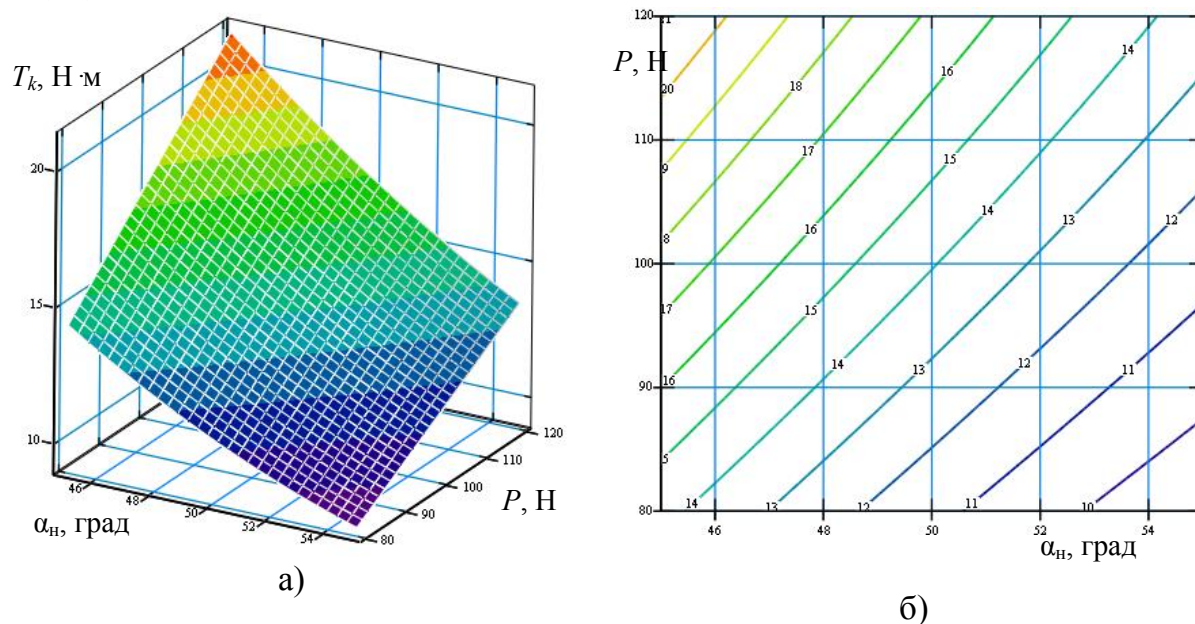


Рис. Б.6.3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини передачі максимального крутильного моменту конусної муфти $T_{k(\alpha,P)}$ від кута нахилу лунок та сили підтискання пружини ($n = 227,2$ об/хв.)

Додаток В

Розрахункові формули техніко-економічної оцінки ефективності гвинтових транспортно-технологічних механізмів

При розрахунку економічної ефективності оцінки нової конструкції ГТТМ чи його елементів доцільно використовувати наступні формули [18]:

1. Прогнозований річний економічний ефект від впровадження ГТТМ визначається по формулі:

$$E = \Pi n - \Pi \delta, \quad (\text{Н.1})$$

де E – прогнозований річний економічний ефект, грн.; Πn – річний прибуток після впровадження ГТТМ, грн.; $\Pi \delta$ – річний прибуток до впровадження ГТТМ, грн.

2. Зменшення собівартості ГТТМ при впровадженні нововведень визначається по формулі:

$$З = C_2 - C_1, \quad (\text{Н.2})$$

де $З$ – зниження собівартості після впровадження нововведень, грн.; C_1 – собівартість до впровадження нововведень, грн.; C_2 – собівартість після впровадження нововведень, грн.

3. Рентабельність ГТТМ визначається по формулі:

$$P = (\Pi / C) \cdot 100\%, \quad (\text{Н.3})$$

де P – рентабельність ГТТМ, грн.; Π – прибуток від реалізації ГТТМ, грн.; C – собівартість ГТТМ, грн.

4. Простий період окупності інвестицій у ГТТМ визначається по формулі:

$$PP = \frac{IC}{PN}, \quad (\text{Н.4})$$

де PN – середньорічний додатковий прибуток чи економія коштів отримані в результаті вкладення інвестицій у ГТТМ, тис. грн.; IC – величина капітальних вкладень (інвестицій) у ГТТМ, тис. грн.

5. Індекс прибутковості інвестицій у ГТТМ, що характеризує відношення дисконтованих грошових потоків до величини початкових вкладень (ефективний якщо є більший 1), визначається по формулі:

$$Pi = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{Pt}{(1+i)^t}}{IC}, \quad (\text{Н.5})$$

де Pt – грошовий потік в t -році, грн. (прибуток і амортизація); i – ставка дисконтування; t – номер року; n – кількість років функціонування проекту.

6. Величина чистої теперішньої вартості інвестування коштів у ГТТМ визначається по формулі:

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{Pt}{(1+i)^t} - IC. \quad (\text{H.6})$$

7. Дисконтний період окупності коштів інвестованих у ГТТМ, що враховує фактор часу, визначається по формулі:

$$PPg = IC / \left(\sum_{t=1}^n \frac{Pt}{(1+i)^t} / n \right). \quad (\text{H.7})$$

При виборі ГТТМ враховуються такі показники як продуктивність, матеріаломісткість, енергоємність, пошкоджуваність, вартість транспортування одиниці вантажу за наступними формулами [88]:

1. Продуктивність ГТТМ визначається по формулі:

$$Q = 0,25 \cdot \pi \cdot \varphi \cdot v_n \cdot (D_{ж}^2 - d^2), \quad (\text{H.8})$$

де φ – коефіцієнт заповнення жолоба; v_n – середня швидкість потоку матеріалу в жолобі; $D_{ж}$, d – відповідно діаметри жолоба і вала ГРО.

2. Матеріаломісткість визначається по формулі:

$$\mu = \frac{m}{L \cdot Q}, \quad (\text{H.8})$$

де m - маса ГТТМ; L - довжина транспортування.

3. Енергоємність транспортування визначається по формулі:

$$e = \frac{N_g / \eta_0}{L \cdot Q}, \quad (\text{H.9})$$

де N_g - потужність на валу приводного органу приводу (приводів); η_0 - ККД передаточного механізму.

4. Пошкоджуваність визначає ймовірність пошкодження вантажу за формулою:

$$P = \frac{M_n}{M}, \quad (\text{H.10})$$

де M_n - маса пошкодженого вантажу; M - маса всього вантажу.

5. Вартість транспортування одиниці маси вантажу визначається по формулі:

$$C_0 = \frac{C_p}{Q_p} + P \cdot (C_g - C_n); \quad (\text{H.11})$$

де C_p - річні експлуатаційні витрати; Q_p - річний вантажопотік (вага матеріалу , яке транспортується за рік); P - ймовірність пошкодження вантажу; C_g - вартість одиниці маси непошкодженого вантажу; C_n - вартість одиниці маси пошкодженого вантажу.



Видавництво Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя

виготовляє підручники для вузів, методичну літературу, художні видання, надає редакційно-видавничі та поліграфічні послуги з набору тексту, розробки макетів і друку книги чи будь-якої іншої поліграфічної продукції (брошури, плакати, афіші, календарі).

КРІМ ТОГО, ВИДАВНИЦТВО ПРОПОНУЄ ТАКІ ПОСЛУГИ:

- *дизайн візитівок, буклетів, вітальних листів;*
- *професійне вичитування і верстку;*
- *сканування та копіювання;*
- *чорно-білий і повноколірний друк.*



м. Тернопіль
вул. Руська, 56,
корп. 1, кімн. 102
Тел.: (0352)522199

e-mail: vydavnytstvo@tu.edu.te.ua

Редактор: Єва Грищенко

Коректор: Марія Радик

Комп'ютерне макетування: Руслан Федішин

Формат 60×90 Папір ксероксний.

Обл. вид. арк. 17,9

Наклад 300 прим. Зам. № 2280

Видавництво Тернопільського національного
технічного університету імені Івана Пулюя

вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001

E-mail: vydavnytstvo@tu.edu.te.ua

© Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Навчально-методична література