

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

ЛЯШУК ОЛЕГ ЛЕОНТІЙОВИЧ

УДК 621.867.42;621.356.2

**НАУКОВО-ПРИКЛАДНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

ДИСЕРТАЦІЯ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Тернопіль - 2015

ЗМІСТ

ВСТУП		
АНАЛІЗ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ		
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ		
НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ТА ОБЛАСТЬ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ		
1.1	Сучасний стан досліджень транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин	13
1.2	Аналіз теоретичних результатів досліджень канатних транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських та інших машин	18
1.3	Аналіз теоретичних результатів досліджень гвинтових гофрованих та секційних елементів транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських та інших машин	37
1.4	Фізико-механічні властивості сипких сільськогосподарських матеріалів	48
1.5	Сучасні методи пошуку технічних рішень на основі синтезу	53
1.6	Висновки та задачі досліджень	56
РОЗДІЛ II. МОДЕЛЮВАННЯ ТА СИНТЕЗ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН		
2.1	Класифікація і характеристика транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарського призначення	58
2.2	Вибір конвеєрів з розширеними технологічними можливостями неперервної дії	61
2.3	Синтез транспортно-технологічних механізмів машин	
2.3.1	Синтез транспортно-технологічних механізмів з гнучким канатним і ланцюговим робочим органом	68
2.3.2	Синтез технологічного оснащення гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин методом навивання	76
2.3.3	Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів сільськогосподарських машин змішувачів	81
2.3.4	Синтез гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами	86
2.4	Методологія вибору транспортно-технологічних механізмів	93
2.5	Висновки	97
РОЗДІЛ III. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН		
3.1	Фізична та математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток трубчастих скребкових канатних конвеєрів	99
3.1.1	Математична модель динамічного процесу горизонтальних частин трубчастого скребкового конвеєра	103
3.1.2	Математична модель динамічного процесу вертикальної частини трубчастого скребкового конвеєра	106
3.2	Методика дослідження динамічного процесу у вітках трубчастого	

	скребкового конвеєра	
3.2.1	Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу	108
3.2.2	Загальна методика визначення впливу нелінійних сил та крайових умов на поздовжні коливання робочого органу, яка переміщає (транспортує) сипке середовище.	117
3.3	Узагальнення основної ідеї методу Ван-дер-Поля на випадок коливань поздовжньо-рухомого привідного робочого органу трубчастого скребкового конвеєра.	121
3.4	Дослідження коливань робочого органу трубчастого скребкового конвеєра із врахуванням сили опору пропорційної швидкості та нелінійних пружних властивостей матеріалу	125
3.5	Резонансні коливання гнучких двовимірних елементів в трубчастому скребковому конвеєрі	129
3.6	Висновки	137
	РОЗДІЛ IV. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	
4.1	Теоретичні обґрунтування геометрії гвинтових гофрованих робочих органів (ГГРО)	139
4.2	Дослідження кінематики сипкого вантажу у конвеєрі із гофрованим робочим органом	149
4.3	Дослідження енергосилових параметрів у конвеєрі із шнеком з коливним осьовим рухом	156
4.4	Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра	166
4.5	Дослідження радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами	176
4.6	Висновки	183
	РОЗДІЛ V. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	
5.1	Нові конструкції тягових пластинчастих ланцюгів та обґрунтування їх параметрів	185
5.2	Вплив стохастичності розмірних параметрів елементів тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга удосконаленої конструкції на його несучу здатність	191
5.3	Вплив точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багатоконтурних ланцюгових передач сільськогосподарських машин	205
5.4	Розмірний аналіз точності контактних кроків тягових безвтулкових пластинчастих ланцюгів із співвісними ступінчастими валиками	216
5.5	Особливості розрахунку навантажувальної здатності зачеплення ланки ланцюгового конвеєра	227
5.6	Висновки	231

РОЗДІЛ VI ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ

6.1	Програма і методика проведення експериментальних досліджень транспортно-технологічних механізмів та їх елементів	234
6.1.1	Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності трубчастого скребкового конвеєра	241
6.1.2	Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра	242
6.1.3	Методика проведення експериментальних досліджень травмування насінєвого матеріалу в трубчастому скребковому конвеєрі	243
6.1.4	Методика проведення експериментальних досліджень якості змішування гвинтовим змішувачем	244
6.1.5	Методика проведення експериментальних досліджень якості змішування гвинтовими гофрованим робочим органом	245
6.1.6	Методика аналізування схожості насіння	246
6.2	Стенди і інструментарій для проведення експериментальних досліджень транспортування і змішування сипких матеріалів транспортно-технологічними механізмами сільськогосподарських машин	249
6.3	Інструментарій досліджень гвинтових гофрованих заготовок методом обкатування парами ортогональних і неортогональних зубчастих формоутворюючих інструментів	257
6.4	Стендове обладнання з визначення деформаційно-силових характеристик гвинтових робочих органів	259
6.5	Результати експериментальних досліджень транспортно-технологічної системи трубчастого скребкового конвеєра	
6.5.1	Графоаналітичні результати експериментальних досліджень продуктивності і крутного моменту транспортно-технологічної системи трубчастого скребкового конвеєра	261
6.5.2	Графоаналітичні результати експериментальних досліджень травмування насінєвого матеріалу трубчастим скребковим конвеєром	269
6.6.	Результати експериментальних досліджень формоутворення гвинтових гофрованих елементів сільськогосподарських машин	275
6.7	Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів	282
6.8	Висновки	289

РОЗДІЛ VII. ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН		
7.1	Нові типи скребкових гнучких канатних конвеєрів і методика їх розрахунку	294
7.2	Визначення конструктивних параметрів привода ланцюгового конвеєра	299
7.3	Дослідження експлуатаційної надійності і довговічність тягових і вантажопідіймальних канатів	302
7.4	Оптимізація параметрів транспортування і змішування насінєвих матеріалів шнековим конвеєром	308
7.5	Розробка інженерної методики проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин	317
7.6	Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насінєвого матеріалу по криволінійних траєкторіях	321
7.7	Висновки	328
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	330
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	335
	ДОДАТКИ	378

ВСТУП

На даний час проектування та розрахунок транспортно-технологічних механізмів машин проводиться за типовими схемами без урахування особливостей та специфіки виробництва, зокрема сільськогосподарського.

Сучасний стан розвитку транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин вимагає пошуку нових шляхів покращення технологічних й експлуатаційних параметрів робочих органів, які дають змогу підвищити продуктивність і покращити якість транспортних процесів з метою зменшення травмування насінневих матеріалів.

Новітні розробки, обладнання транспортно-технологічних механізмів (ТТМ) та їх робочих органів повинні базуватися на коректних фізичних і математичних моделях процесів, які відбуваються при транспортуванні та можуть бути реалізовані доступними математичними методиками.

Тому основною проблемою при їх створенні й обґрунтуванні параметрів нових конструкцій транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин, які забезпечують розширення технологічних можливостей, є зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також розроблення методики проектування їх робочих органів, що має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано відповідно до Державної науково-технічної програми за напрямком “Виробництво машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості”, затвердженої Міністерством освіти і науки України.

Основні наукові дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя – “Розроблення конструкцій і технологій виготовлення спеціальних різнопрофільних гвинтових робочих органів машин на основі ресурсозберігаючих технологій” (№ держ. реєстр. 0108U001107),

“Енергоефективні гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин з розширеними технологічними можливостями” (№ держ. реєстр. 0110U002264), що реалізуються в рамках постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою”.

Мета і завдання дослідження – підвищення ефективності транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин шляхом розроблення теоретичних основ їхнього проектування та розрахунку конструктивних і технологічних параметрів різних робочих органів.

Для досягнення вказаної мети слід виконати такі завдання:

– на основі проведеного аналізу дослідження виробництва конструкцій робочих органів (РО) транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин (ТТМСМ) розробити методи їх конструювання й удосконалення;

– провести аналіз і синтез технологічних параметрів існуючих робочих органів (ТТМ) і на основі цього теоретично обґрунтувати технологічний процес транспортування сипких матеріалів трубчастими скребковими конвеєрами по криволінійних трасах, встановити взаємозв’язок силових, кінематичних і технологічних параметрів робочих органів з метою виведення аналітичних залежностей для визначення конструктивних і технологічних параметрів;

– розробити математичну модель динаміки транспортування сипких матеріалів трубчастими скребковими конвеєрами з урахуванням варіантів криволінійних трас транспортування, режимів роботи та властивостей матеріалів для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів конвеєрів покращених показників;

– спроектувати й виготовити стендове обладнання для дослідження характеристик трубчастих канатно-скребкових, гвинтових гофрованих і секційних конвеєрів для транспортування матеріалів сільськогосподарського призначення;

– розробити інженерні методики проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин і технології їх виробництва на основі ресурсозберігаючих технологій і техніко-економічного обґрунтування;

– провести комплексні експериментальні дослідження з використанням автоматизованого стенда на базі частотного перетворювача Altivar 7.1 для визначення раціональних конструктивних і технологічних параметрів розроблених транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин та вивести відповідні рівняння регресії на основі змінних факторів процесів транспортування з наданням практичних рекомендацій виробництву;

– провести комплекс експериментальних досліджень для визначення кінематичних і динамічних параметрів та спроектувати гвинтові гофровані робочі органи для змішування й транспортування сільськогосподарських матеріалів з мінімальним пошкодженням;

– розробити методику розмірного аналізу точності контактних кроків нових тягових пластинчастих безвтулкових ланцюгів з різними варіантами спряжень валиків з отворами пластин, а також величину впливу розмірних параметрів валиків і пластин на дисперсії розсіювання контактних кроків;

– встановити вплив точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багатоконтурних ланцюгових передач при заданому рівні надійності, розрахунку й підборі роликів і втулкових ланцюгів.

Об'єкт дослідження – транспортно-технологічні механізми неперервної дії сільськогосподарських машин з різними робочими органами

Предмет дослідження – закономірності взаємозв'язку конструктивно-технологічних параметрів транспортно-технологічних механізмів неперервної дії з їх функціональними призначеннями та структурного синтезу.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі системного підходу до дослідження технологічних процесів виготовлення й проектування транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин та основних положень виробництва в роботі отримано такі нові наукові результати:

– вперше розроблено нові методи проектування транспортно-технологічних механізмів неперервної дії з використанням структурного синтезу ієрархічних груп із урахуванням моделей сільськогосподарських машин, враховуючи техніко-економічне обґрунтування ефективності конструкцій;

– вперше розроблено математичні моделі динаміки транспортування сипкого середовища в циліндричних трубах по криволінійних трасах за допомогою скребкового канатного робочого органу у вигляді системи пружних одновимірних тіл, які безвідривно переміщують сипке середовище по криволінійних траєкторіях, що описують динаміку горизонтальних та вертикальної віток робочого органу транспортера й відповідні крайові умови;

– вперше розроблено теорію динамічного процесу у вітках транспортера й побудови розв’язку відповідних нелінійних крайових задач, що дозволяє отримати рівняння, які визначають вплив основних зовнішніх та внутрішніх чинників на визначальні параметри динамічного процесу робочого органу;

– вперше визначено зусилля у випадку коливань поздовжньо-рухомих приводних канатів конвеєрів, встановлено умови існування резонансних коливань робочого органу і вплив їх на швидкість переміщення сипкого середовища на основні ідеї методу Ван-дер-Поля;

– досліджено вплив стохастичності розмірних параметрів тягово-пластинчастих безвтулкових ланцюгів (ТПБЛ) удосконаленої конструкції на його несучу здатність, запропоновано нерівномірність навантаження пластин внутрішніх і зовнішніх ланок оцінювати ймовірним коефіцієнтом K_m , для якого визначені мінімальні й максимальні значення;

– отримані залежності, які визначають кінематичні та енергосилові параметри процесу роботи швидкохідного гвинтового гофрованого транспортера-змішувача під час переміщення вантажу, за яких покращуються умови змішування сипких вантажів;

– проведено оптимізацію на основі нелінійної задачі, в якій мінімізація матеріаломісткості швидкохідного гвинтового конвеєра досягається при попередньому безумовному виборі кінематичних та динамічних параметрів, що мінімізують енергоємність конвеєра.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нові конструкції транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин, а саме канатні і ланцюгові скребкові конвеєри з різними криволінійними трасами та й

гвинтовими робочими органами (секційні з різними типами з'єднань), встановлено їх раціональні конструктивно-технологічні параметри. Розроблено стендове обладнання та експериментально-промислові установки, а також методики проведення досліджень для визначення енергосилових параметрів технологічного процесу переміщення сипких матеріалів залежно від режимів роботи. Запропоновано методику й прикладне програмне забезпечення проектування і вибору транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з урахуванням техніко-економічних чинників.

Технічна новизна розробок захищена 22 патентами України. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено у “селянському (фермерському) науково-господарському господарстві “Коваль” (при використанні гнучкого канатного конвеєра), ПАТ “БУЛАТ” (при виготовленні й використанні гнучкого канатного конвеєра), ПАТ “Ковельсільмаш” (при виготовленні стенда для дослідження гвинтових вертикальних робочих органів і використанні стенда для складання ланцюгово-пластинчастих полотен), ТОВ “МРІЯ ПОДІЛЛЯ” (використання гнучкого ланцюгового конвеєра та гнучкого канатного скребкового конвеєра), ПАТ “Рівнесільмаш” (виготовлення гвинтового змішувача, дослідження і використання секційної гвинтової спіралі, виготовлення й використання універсального пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків) та використання в навчальному процесі при вивченні дисциплін “Автоматизація виробничих процесів”, “Автоматизація неперервних технологічних процесів”, “Основи наукових досліджень” у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Викладено основні результати досліджень, отримані автором у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за період його роботи.

У працях, опублікованих у співавторстві, автору належать: посібник з грифом МОНУ [2] – результати теоретичних та експериментальних досліджень у галузі створення й упровадження у виробництво автоматичного обладнання різноманітного призначення, а саме технічних засобів транспортування та подачі на

технологічні операції; монографії [359-360] – основні теоретичні аспекти, що стосуються технологічних процесів формоутворення гвинтових профільних заготовок, розрахунків параметрів гвинтових заготовок, а також технології виготовлення гвинтових робочих органів (ГРО), які дають можливість на основі системного аналізу з використанням 3-х ієрархічних рівнів вибирати раціональні конструктивні параметри; наукових статтях [197, 55, 203, 209, 222] – математична постановка задач, виведення основних рівнянь і співвідношень, опис динамічних моментів; [200 – 201, 210] – аналітичні залежності резонансних коливань із максимальними динамічними зусиллями у робочому органі від кінематичних, геометричних та фізико-механічних параметрів і стійкість процесу; [207, 211-212, 214, 220, 28] – розроблення схем конструкцій та виведення основних залежностей для визначення конструктивно-технологічних параметрів ТТМСМ; [54, 55] – методика оптимізації конструктивних параметрів конвеєрів; [159-160, 196, 199, 206, 213, 276-277, 281, 285, 290-292, 158, 166] – розроблення принципів конструкцій робочих органів (ланцюгів) та виведення аналітичних залежностей для визначення мінімальних, максимальних, найбільш імовірних значень при певному рівні коефіцієнта; [91, 195, 204, 208, 217, 219, 221, 275, 282-283, 288-289] – проектування експериментального обладнання, розроблення методик дослідження та їх виконання; [198, 202, 216, 218] – розроблення методу структурного синтезу з ієрархічним групуванням ТТМСМ; у винахідницьких працях здобувач генерував ідеї, брав безпосередню участь у розробленні принципів схем механізмів та конструктивних особливостей виконавчих органів [274, 278,- 280, 282, 284, 286, 293-294].

Апробація результатів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідались і обговорювалися на науково-технічних семінарах і наукових конференціях: міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій” (Тернопіль, ТНТУ, 2012 р.); XVIII науковій конференції ТНТУ ім. І. Пулюя (м. Тернопіль, ТНТУ, 2014 р.); міжнародній науково-практичній конференції Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П.М. Василенка (м. Харків

ХНТУСГ, 2007–2014 рр.); у Національному науковому центрі “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” (Глеваха, Київська область, 2009, 2013 рр.); Донбаській машинобудівній академії “Надійність інструментів та оптимізація технологічних систем” (м. Краматорськ, 2008 р.); Луцькому національному технічному університеті (м. Луцьк, ЛНТУ, 2009–2013 рр.); V-тій міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування” (м. Херсон, ХМА, 2014 р.); IV-тій міжнародній науково-практичній конференції студентів і молодих вчених (м. Миколаїв 2008 р.); міжнародному симпозиумі “Современные проблемы создания и производства механических передач” (Москва, 2012 р.); International symposium “ISB-INMA THE” agricultural and mechanical (Polytechnic University of Bucharest 2013 р.). У повному обсязі робота доповідалась і отримала позитивний відгук на науково-технічних семінарах у Луцькому національному технічному університеті (2013 р.), Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя (2014 р.)

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи й результати дослідження опубліковано в 64 наукових працях, у тому числі двох монографіях, посібнику з грифом МОНУ в співавторстві, з них 30 публікацій – у наукових фахових виданнях України та 4 статті в закордонних періодичних фахових виданнях, 5 матеріалів тез конференцій і симпозиумів, 22 патенти на корисні моделі України.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 306 сторінках, вона містить 171 рисуноків, 21 таблиць, а також додатки на 73 стор. Список літератури включає 397 позицій. Загальний обсяг дисертації становить 451 сторінку.

РОЗДІЛ І. АНАЛІЗ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ТА ОБЛАСТЬ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

1.1 Сучасний стан досліджень транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин

Теоретичною основою і вихідними даними для досліджень послужили роботи ряду українських та зарубіжних вчених з теорії переміщення частинок по поверхнях скребкового конвеєра, механіки сипких вантажів, проектування і оптимізації параметрів конвеєрів неперервної дії, а також наукова і патентна література щодо нових конструктивних і технологічних рішень у скребкових та гвинтових конвеєрах і щодо розширення сфери їх використання.

У формування наукових основ теорії проектування скребкових конвеєрів суттєвий вклад внесли М.П.Василенко [31, 33], Ю.А. Пертен [296], П.С.Кузьмін, Г. Гафштенгель (Німеччина), Г.В.Корнесв [142].

Проблемі визначення параметрів скребкових конвеєрів і режимів їх роботи залежно від характеристик транспортного матеріалу присвячені також роботи Р.Л.Зенкова [120-122], А.А. Вайсона [29], Г.А.Хайліса [365], А.О.Спиваковського [342], Ф.К.Іванченко [135].

Розробка прогресивних конвеєрів та автоматизований їх розрахунок висвітлені в роботах Р.Л.Зенкова [122], М.Л.Ізрайлевича [132], Р.М.Рогатинського [326], Ф. Краузе, С.Лорз (Німеччина), Г.В.Вишневецького, Ю.И.Михайлова [255].

Класифікацією та визначенням галузей використання скребкових конвеєрів займався Ю.А.Пертен [296], визначенням режимів та умов роботи, розрахунками статичних, динамічних навантажень та розв'язання основних питань з надійності – В. К.Дьячков [342], В.Ф. Столярчук, Н.Ф.Рачинець, Б.М.Гладьо [348], з техніки безпеки, експлуатації конвеєрів Р.А.Волков.

Проблемами математичного моделювання піднімально-транспортних машин займалися Р.М.Рогатинський [323], О.В.Григоров, В.С. Ловейкін [190, 257], І.М.

Хорольський [373] та інші.

В роботах В.М. Булгакова, О.А. Бурлаки були висвітлені проблеми використання скребкових конвеєрів у зернозбиральних комбайнах [27]. Питаннями застосування скребкових конвеєрів на заводах будівельних матеріалів займався Л.В. Євневич. Причинами пошкодження зерна скребково-ланцюговим елеватором зернозбирального комбайна - В.І. Недовесов, Н.В. Матухно [241].

У конструкційних розрахунках окремих деталей скребкового конвеєра приймали участь Ф.К. Іванченко [128, 135], В.В. Красников [157], М.О. Клецкін, А.И. Борохович, А.Н. Коробочка.

Використання скребкових конвеєрів на заводах машинобудування займався А.В. Євневич [113-114], у т.ч. сільськогосподарському - Л.І. Кропп, А.А. Омельченко [268], Ю.И. Макаров [225], застосуванням скребкових завантажувачів - А.А. Кукібний [172], В.А. Падня, А.Ф. Базанов, О.І. Іванов [127].

Створення теоретичних основ проектування гвинтових механізмів машин та проведення теоретичних і експериментальних досліджень стало основою досліджень вчених П.М. Василенко [32], А.А. Омельченко, В.Д. Ткач [268], В.В. Красников [157], А.М. Григор'єв [78, 80-82], П.А. Преображенский [311], Х. Герман [63], І.Е. Груздєв [84], М.К. Штуков [384], А. О. Спиваковский [342], К.В. Алферов [7], Р.Л. Зенков [122], Ф.К. Іванченко [135], Б.М. Гевко [48, 50], Р.М. Рогатинський [51-52], М.І. Пилипець [300], О.Д. Алімов [5], В.С. Ловеїкін [185, 187-192], В.О. Малащенко [227-228], Ю.А. Пертен [296], В.К. Дьячков [342], А.Я. Соколов [339], Г. Шенкель [381], В.Ф. Ярошенко [386], В.М. Богацький [21], М.В. Брагінець [25], І.М. Зуєв [125], А.І. Кіщенко [145], А.І. Турпаєв [362], Т.Х. Штремель [383] та багатьох інших. У різних галузях використання транспортно-технологічних механізмів в різних галузях народного господарства, машинобудування, сільськогосподарське виробництво, харчова та переробна промисловість, будівництво, транспорт знайшло місце у роботах багатьох вчених і конструкторів. приділялась. Основою наукових досліджень став пошук шляхів розв'язку задач взаємодії матеріалів із існуючими РО

(робочих органів) та їх проектування в залежності від використання у тій чи іншій галузі.

Дослідження гвинтових транспортно-технологічних механізмів та розробці математичних моделей технологічних процесів транспортування, витискування, віджиму та змішування робочими органами різних продуктів присвячені праці А.Я. Соколова [339], І.Є. Груздева [84], В.І. Пономарьова [308] та інших.

Теорії змішування сипких матеріалів і підготовка кормів транспортно-технологічними механізмами висвітлена у працях Г. Шенкель [381], А.Н. Кошельов [156], І.І. Ревенко [316, 318], Р.М. Рогатинський [326], Б.Н. Готовцев [76], В.Ф. Дідух [95], Я.М. Жислін [116], І. Б. Гевко [57, 60], А.І. Завражнов [118], Г.М. Кукта [173-174], М.К. Лінник [184], Ю.І. Макаров [225], Н.П. Черняєв [377] та інші.

Розробці теорії змішування сипких матеріалів і приготування кормів транспортно-технологічними механізмами присвятили свої дослідження Г. Шенкель [381], А.Н. Кошельов [156], І.І. Ревенко [316, 318], Р.М. Рогатинський [326], Б.Н. Готовцев [76], В.Ф. Дідух [95], Я.М. Жислін [116], І. Б. Гевко [57, 60], А.І. Завражнов [118], Г.М. Кукта [173-174], М.К. Лінник [184], Ю.І. Макаров [225], Н.П. Черняєв [377] та інші.

За результатами аналізу проб взятих із суміші, за допомогою статичних методів зроблена оцінка однорідності, яка складається із різних сипучих матеріалів. За законами для систем декількох випадкових величин які є значно складніші і на практиці використовуються надзвичайно рідко відомо, що статистичний матеріал аналізується за однією випадковою величиною. Визначення якості змішування за однією випадковою величиною – яка є контрольним компонентом, у заданій пропорції яку додають у суміш відбувається методом відбирання проб в необхідному об'ємі і кількості за певним із відомих критеріїв.

Взяті із суміші аналізи проб використовувалися для оцінки якості змішування за допомогою запропонованих більшістю критеріїв і методично відрізняються способами обробки результатів аналізу.

На основі проведеного аналізу критеріїв якості змішування визначено, що найпоширенішим методом контролю є статистичний метод. Результати, висвітлені різними науковцями, показали, що різні величини ступеню однорідності, які визначалися статистичний методом, змінюються у залежності від розміру проб, їхньої кількості, а також залежить від відносного вмісту контрольного компонента.

Завершеним вважається процес змішування у тому випадку, коли в суміші обов'язкова кількість комбікорму і концентратів складає 97% ($V=3\%$), соковитих - 93% ($V=7\%$), рідких і води - 95% ($V=5\%$) і мінеральних добавок - 98% ($V=2\%$) від заданої у рецепті.

Теми по розробці та дослідженню гнучких ГК висвітлені у наукових роботах вчених А.М. Григор'єва [81], П. А. Преображенського [311], Б.М. Гевка [49-50], Р.М. Рогатинського [320, 326], М.І. Пилипця [299-300], Р.Б. Гевка [64, 66], І.Б. Гевка [257], А.О. Вітрового [41], Ю.Б. Капаціли [138], А.І. Піка [301], О.Я. Гурика [88], Р.Я. Лещука [182].

Комплекс наукових і практичних рекомендацій з оптимального проектування моделей жорстких ГК з використанням їх розширених технологічними можливостями наведено працях Р.М. Рогатинського [330]. У даних дослідженнях проведено структурно-кінематичний аналіз ГТТМ визначено основні напрямки синтезу нових конструкцій з розширеними технологічними можливостями. Використана сировина сільськогосподарського виробництва дала можливість розглянути технологічні основи взаємодії ГРО. Для технологічних процесів у аграрному виробництві розроблено уніфіковану модель функціонування ГТТМ. На основі вище сказаних розробок здійснено розв'язок задачі на основі розроблення алгоритму розрахунків об'ємної взаємодії тіл у рухомому потоці напружено-деформованого стану, обґрунтовано оптимізаційні задачі нелінійного програмування. Потреби процесів сортування, очищення, транспортування, а також формоутворення ГРО сприяли розробленню нових рішень способів і пристроїв технологічних

процесів. Для визначення швидкості транспортування в загальному випадку виведені аналітичні залежності (для похилого конвеєра) [326]:

$$v_z = \frac{\omega p}{2\pi} \left[\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_1} + \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_2} \right], \quad (1.1)$$

де ω - кутова швидкість гвинта; p – крок гвинта; β_1 та β_2 - крайні значення кута підйому траси; α – кут нахилу спіралі.

Для визначення питомих енерговитрат на транспортування вантажу виведені аналітичні залежності [324]:

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin \alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega_0^2}{\sin \beta} \left[1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2 \alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P), \quad (1.2)$$

де N – розрахункова потужність; Q – ваговий розхід; L – довжина траси транспортування; μ_1 і μ_2 – коефіцієнти тертя вантажу до поверхонь спіралі і жолоба; ω_0 - кутова швидкість центру поперечного потоку матеріалу в жолобі конвеєра в переносному русі; r_0 – насипна густина вантажу; β – кут нахилу гвинтової траси; $\xi(P)$ - дисипативна функція, що враховує витрати на перемішування.

У наукових працях М.І. Пилипця [298-300] розроблені методи розрахунку та проектування конструктивних параметрів гнучких ГК. Для визначення параметрів робочих органів наведені аналітичні залежності, на основі яких розв'язана нелінійна задача руху матеріалу по криволінійних трасах. Виведено новий критерій для формоутворення заготовок навиванням, який враховує поєднання коефіцієнта питомої висоти та радіуса кривизни навивної заготовки. Для цього запропоновано новий коефіцієнт технологічної складності (K_{mc}) процесу навивання гвинтових заготовок на оправки. Коефіцієнт технологічної складності виражений аналітичною залежністю [300]:

$$K_{mc} = \left(\frac{B}{r} \right)^x \cdot K_e, \quad (1.3)$$

де B – висота стрічки; x – показник степеня функції; K_e – коефіцієнт, що враховує параметри процесу формоутворення ($K_e = 0,7-1,1$); r – радіус оправки.

Проведені дослідження показали, що стабільний процес формоутворення прокатуванням буде дійсний при умові, що коефіцієнт нерівномірності витягування $\psi = \frac{(r+B)}{r} \leq 2,6$. Тоді залежність (1.3) має вигляд [300]:

$$K_{mc} = (\psi - 1)^x \cdot K_c. \quad (1.4)$$

Значення коефіцієнта технологічної складності, який оцінюється зведеною висотою b_{3g} визначено експериментально [300]:

$$b_{3g} = (\psi - 1)^x K_e b', \quad (1.5)$$

де $b' = B/H$ - питома висота заготовки; H – товщина стрічки.

1.2 Аналіз теоретичних результатів досліджень канатних транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських та інших машин

Одними із поширених засобів в різних галузях промисловості безперервного транспорту сипких вантажів є скребкові конвеєри які відрізняються за широкими конструктивними схемами [383]. Розглянемо важливі рішення, які є корисними з точки зору можливого вдосконалення трубчастих конвеєрів і мають визначальне значення при виборі методів розрахунку трубчастих конвеєрів по аналогії з методами розрахунку інших типів скребкових конвеєрів, не ставлячи перед собою основним завданням повної систематизації конструктивних рішень скребкових конвеєрів. Спосіб транспортування вантажу визначається однією з ознак систематизації скребкових конвеєрів [113-114]. Їх конструктивне виконання в переважній більшості залежить від реологічних властивостей матеріалу, переміщення, їх довжини та конфігурації технологічної траси.

Домінуючим способом переміщення вантажу в скребкових конвеєрах є спосіб волочіння, для стабілізації вантажопотоку були розроблені конструкції скребоків [122].

Способи переміщення вантажу волочінням і перенесенням, хоча основним вважається принцип волочіння, поєднуються у конвеєрах з такими конструкціями, що обумовлює дуже високі механічні зусилля і енерговитрати при транспортуванні. На нашу думку, спосіб взаємодії скребоків конвеєра з матеріалом, що транспортується є другою за значимістю ознакою. Цей спосіб взаємодії скребоків багато в чому визначає закономірності формування вантажопотоку на конвеєрі, механічні навантаження в його елементах і енергоємність транспортування. За цією ознакою можна виділити три типи скребкових конвеєрів: 1) з конструкції суцільного волочіння і порційним переміщенням вантажу; 2) з контурними (зануреними); 3) скребкові живильники, працюючі підштабелем вантажу. У скребкових конвеєрах першого і другого типу можуть бути профілі як відкритого поперечного перерізу жолоба, так і закритого (коробчатий або трубчастий), третього типу – тільки відкритий. Подана схема систематизації представлена на рис. 1.1. Недоцільно піддавати аналізу третій тип скребкових конвеєрів, адже за характером взаємодії з вантажем і за експлуатаційними властивостями він є дуже віддалений від трубчастих конвеєрів. У скребкових конвеєрах з високими скребками стійке положення скребоків забезпечується за рахунок підвищеного попереднього натягу, окрім звичайного призначення.

На основі цього [4, 122, 135, 136, 151, 342-346] складаємо загальну класифікацію скребкових конвеєрів (рис. 1.1).

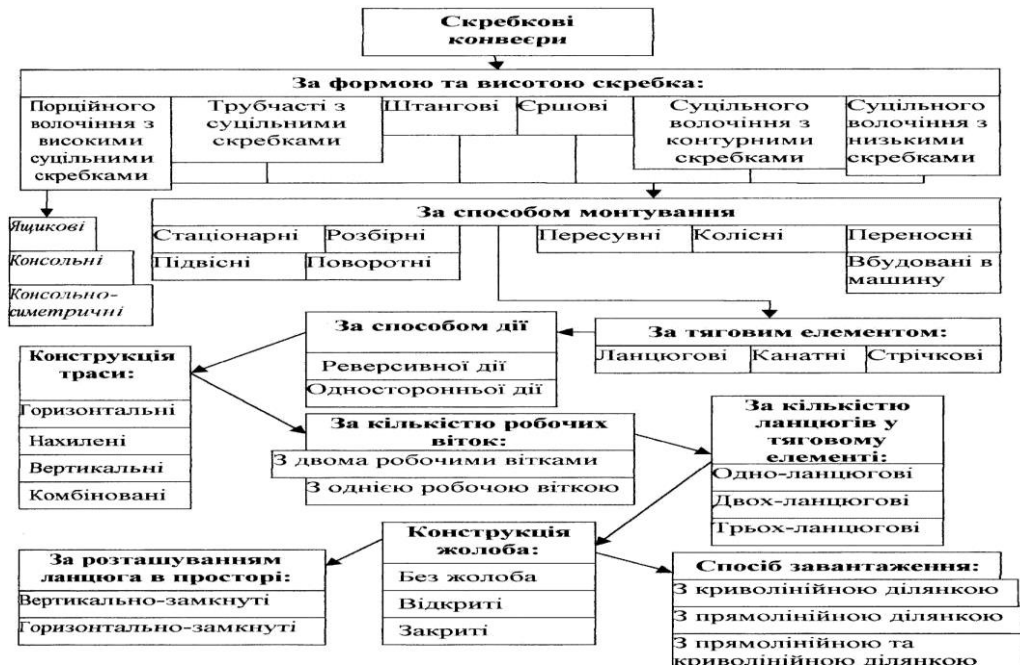


Рис. 1.1 Загальна класифікація скребокві конвеєрів

У 1964р. В.К.Дячковим запропонована конструкція скребокві конвеєра із закритим жолобом для забезпечення переміщення сипких вантажів під будь-якими кутами нахилу технологічних магістралей, в тому числі і вертикальних, а також дрібнодисперсних злежаних і пилоподібних вантажів. Вона складається з привідної, натяжної та поворотної станції, робочої та холостої ділянки, а також тягового органу. Привідна станція, в свою чергу, складається з двигуна з редуктором, привідного валу та зірочки [114].

Характерною особливістю трубчастого скребокві конвеєра є можливість транспортування з вигинами в горизонтальній і вертикальній площинах, а також вигину траси конвеєра під кутом в 90°. Герметична трубчаста конструкція є основним контуром конвеєра, в якій розташовано замкнутий тяговий орган, що утворює вантажну і порожнякові гілки конвеєра. Форма поперечного перерізу жолоба має бути трубчастою для успішного використання суцільних скребокві.

На вертикальних ділянках траси трубчастого конвеєра особливої небезпеки заклинювання вантажу викликає застосування коробчастого жолоба.

Загальними проблемами для усіх скребокві конвеєрів є інтенсивне зношування жолоба і тягових елементів, а саме канатів і ланцюгів. Також важливою проблемою для цих конвеєрів є підвищений зношування жолоба в місцях стикування його секцій.

Використання канатних і ланцюгових тягових органів і привідних зірочок вимагає звернення уваги на відому нерівномірність їх руху через періодичну зміну довжини, причому ця нерівномірність зростає у міру зносу ланок каната і ланцюга.

На усіх типах скребкових конвеєрів існують проблеми забезпечення стійкості зачеплення ланок каната і ланцюга із зубами приводної зірочки при зміні кроку із-за зносу ланок, а також стійкості руху тягового органу на обвідних барабанах, що відхиляються. Специфічний характер носять вище приведені проблеми стосовно трубчастих скребкових конвеєрів.

В наукових розробках [127-128], встановлено залежність роботи тертя, і відповідно, інтенсивність зношення ланок ланцюгів від нелінійного натягування, яка є наближено пропорційна кореню кубічному з нього, при цьому є особливо чутливою до зміни натягу в межах до 50...100 кН (в залежності від відношення діаметру прутка d і радіусу заокруглення ланок R). Дана залежність дала змогу визначити, що зростання відношення d/R від 0,55 до 0,7 призводить до зростання зношення в 2-3 рази.

За визначеннями Перминова Г.І. [295] виведено залежність коефіцієнта опору переміщення вантажу по жолобу для скребкових конвеєрів з жолобом відкритого типу і основним фактором якого є оптимальне відношення між швидкістю руху і площею поперечного перетину потоку вантажу по жолобу конвеєра. Експериментальні дослідження встановили, що збільшення швидкості руху тягових ланцюгів від 0,73 до 2,03 м/с призводить до зменшення опору руху приблизно в два рази. Визначено, що при подальшому збільшенні швидкості падіння опору стає незначним, а далі опір дещо зростає [380].

У дослідницьких розробках Спиваковського А.О. [342] для трубчастих конвеєрів розглядається певна небезпека заклинювання вантажу в трубі. З чого випливає твердження, що швидкість переміщення робочого органу необхідно визначати враховуючи мінімальні енерговитрати на транспортування. Буде доцільним приймати розрахунок коефіцієнту опору вантажу, як 0,2, а на вертикальних ділянках розраховувати за допомогою формул для контурних скребоків [267]. Важливу частку в енергобалансі скребкових конвеєрів займає зосереджений опір та сили тертя самого тягового органу по жолобу даного конвеєра [385].

На основі форми вільної поверхні волочиння, яка має вигляд послідовно затухаючих хвиль за допомогою кроку скребків [120, 363], визначено коефіцієнт заповнення жолоба вантажем. Беручи до уваги особливості стану вантажу у трубчастих конвеєрах обґрунтованого вивчення потребує крок скребків, де спосіб завантаження матеріалу визначає коефіцієнт заповнення конвеєрів.

Проведено аналіз теоретичних та експериментальних досліджень для розрахунку параметрів вертикальних скребкових конвеєрів із суцільними та контурними скребками для транспортування сипких матеріалів. Автором визначено залежність для розрахунку зусилля в тяговому скребковому ланцюгу на похилих та вертикальних ділянках конвеєра на основі диференціальних рівнянь рівноваги, з урахуванням параметрів робочого органу та реологічних властивостей матеріалу.

Враховуючи подані результати в роботі [121], можна зробити висновок, що при застосуванні зірочки з 10 зубчастими осередками і тягового ланцюга з кроком 80 мм збільшення кроку ланцюга до 81,5 мм приводить до збільшення амплітуди коливань швидкості каната приблизно в 2 рази, а ланцюга до 82,5 мм – в 2,5 рази.

Максимальний натяг тягового органу скребкових конвеєрів як і конвеєрів будь-якого іншого виду, варто визначати методом обходу по контуру. При цьому на криволінійних ділянках конвеєра розподілені опори визначаються з використанням формули Ейлера для випадку тертя гнучкої нерозтяжного каната на зірочці, а на прямолінійних ділянках конвеєра розподілені опори підсумовуються пропорційно довжині [385].

На основі експериментальних досліджень визначено коефіцієнти бокового тиску для жолобів круглого січення при суцільних скребках, визначено коефіцієнт продуктивності конвеєра при його роботі з різними сипкими матеріалами [120].

$$Q = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \cdot \psi \cdot p \cdot c_{\beta}, \text{ (т/год.)}, \quad (1.5)$$

де D - діаметр труби; v - швидкість переміщення вантажу по жолобу; ψ - коефіцієнт наповнення жолобу; p - крок між скребками; c_{β} - коефіцієнт зниження продуктивності від кута нахилу конвеєра.

Для встановлення потужності N_y представлена залежність (кВт) електродвигуна на привід скребкового конвеєра

$$N_y = k_3 v (S_{нб} - S_{сб}) / 102 \eta, \quad (1.6)$$

де $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу на неврахований опір; $S_{нб}$ – натяг ланки тягового скребкового ланцюга, яка набігає на приводну зірочку, (кг); $S_{сб}$ – натяг ланки тягового скребкового ланцюга, яка сходить з приводної зірочки, (кг); η – ККД привода конвеєра; v – швидкість тягового скребкового ланцюга, (м/сек).

На прямолінійних і криволінійних ділянках конвеєра величина натягу $S_{нб}$ і $S_{сб}$ визначається послідовним сумуванням величин опору руху скребкового ланцюга.

На криволінійній ділянці опір руху W_1 (кг) визначається залежністю

$$W_1 = S_{іа}^k (e^{f' \psi} - 1), \quad (1.7)$$

де $S_{іа}^k$ – натяг ланцюга в точці її входу на криволінійну ділянку, (кг); ψ – центральний кут криволінійної ділянки, (рад); f' – коефіцієнт тертя ланцюга по криволінійній ділянці.

На вертикальній ділянці опір руху W_2 (кг) визначається залежністю

$$W_2 = q_{\delta} H + S_{\delta}^e, \quad (1.8)$$

де S_{δ}^e – натяг ланцюга на вертикальній ділянці, (кг); q_{δ} – вага погонного метра скребкового ланцюга, (кг/м); H – довжина вертикальної ділянки, (м).

На похилій ділянці опір руху W_3 (кг) визначається залежністю

$$W_3 = q_{\delta} L_H (f' \cos \beta + \sin \beta), \quad (1.9)$$

де L_H – довжина похилої ділянки, (м); β – кут нахилу жолобу до горизонту, (град).

В наукових працях [115] зроблено аналіз конвеєрів з контурними та суцільними круглими скребокками, наведено аналітичні залежності визначення їх продуктивності, величин максимального тиску вантажу на стінки жолобів, а також розрахунок величини

опору переміщенню вантажу на різних ділянках жолобів. Опрацьовані експериментальних дослідження дають змогу визначити продуктивність та енерговитрати при транспортуванні різних матеріалів трубчатими конвеєрами. Встановлено, що при швидкості транспортування 0,16...0,32 м/сек продуктивність конвеєрів знаходиться в межах від 4 до 53 м³/год для діаметрів труб 108...219мм.

В роботах Зенкова Р.Л. [120-122] наведено ряд аналітичних залежностей для визначення продуктивності різних типів конвеєрів зазначених вище в залежності реологічних властивостей сипких матеріалів, конструктивних параметрів робочих органів та розташування технологічних трас. Для визначення опору переміщення тягових скребкових ланцюгів встановлено залежності на різних ділянках транспортування, визначено величин тиску в шарнірах ланок тягових робочих органів, обґрунтовано крутні моменти на елементах приводу та потужностей на виконання технологічного процесу.

Проведені експериментальні дослідження визначили продуктивність робочого органу скребкового конвеєра фірми "CABLEVEY" від його лінійної швидкості при застосуванні різних діаметрів внутрішнього отвору направляючого кожуха та встановлені залежності, які мають лінійний характер. Так, при поступальній швидкості робочого органу $V = 0,3\text{м/с}$ для діаметру внутрішнього отвору направляючого кожуха $D = 75\text{мм}$ продуктивність складає $Q = 82\text{л/хв}$; для $D = 100\text{мм}$ - $Q = 164\text{л/хв}$; для $D = 125\text{мм}$ - $Q = 270\text{л/хв}$; для $D = 150\text{мм}$ - $Q = 435\text{л/хв}$; для $D = 200\text{мм}$ - $Q = 660\text{л/хв}$; для $D = 250\text{мм}$ - $Q = 1230\text{л/хв}$.

Визначено різні способи кріплення скребків до тягового органу, які можуть бути центральними або бічними. При бічному кріпленні ланцюги використовуються без поділу на окремі ланки. При центральному кріпленні скребка до тягового органу необхідно здійснювати на зірочці вирізи для проходу скребків.

При виборі кроку скребків t_c враховують крок тягового ланцюга t_n або зовнішній діаметр скребка d_c із співвідношення [122]:

$$t_c = (2,0...6,0) \cdot t_k, \quad t_c = (2,0...5,0) \cdot d_c.$$

При виборі внутрішнього діаметра труби, в якій переміщуються скребки необхідно брати на 4...8 мм більшим за зовнішній діаметр скребка:

$$d = d_c + (4...8).$$

Використання синтетичних скребків вибирають менший зазор, а для сталевих - більший. Для транспортування матеріалів використовують сталеві та синтетичні труби. Для цього визначають зовнішній діаметр труби за формулою: $d_i = d + 2\delta$, де d – внутрішній діаметр труби, мм; δ – товщина стінки труби, мм.

При переміщенні скребків та тягового органу на ділянках трас для зменшення опору монтують поворотні блоки, які розміщені під прямим кутом або згинають трубу по відповідному радіусу який складає

$$R \geq 4d_i \quad \text{для труб (45...60 мм);}$$

$$R \geq 5d_i \quad \text{для труб (60...102 мм).}$$

Діаметр поворотного блоку визначається:

$$D_k = (6...7) \cdot d_c,$$

де d_c – зовнішній діаметр скребка, мм.

Діаметр приводної зірочки при просторовій трасі визначити з виразу:

$$D_\xi = \frac{z \cdot t_c}{\pi}, \quad (1.10)$$

де z = число зубців зірочки; t_c – крок скребків на тяговому органі.

Робочі тягові органи, а саме ланцюги бувають зварними, а саме кріплення до скребків здійснюється по центру (рис.1.2 а) або по колу (рис.1.2 б).

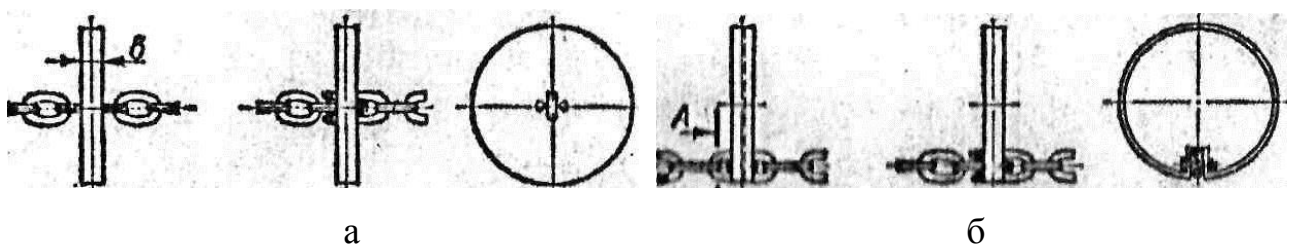


Рис.1.2. Варіанти кріплення ланцюгів до скребків:
а – по центру; б – по колу

Ланцюги за своєю конструкторською будовою бувають простими у виготовленні та складанні, що забезпечує будь-яку просторовість траси при малих радіусах кривизни технологічної магістралі. Підвищення зношення пар і зростання енерговитрат відбувається внаслідок збільшення значної маси, що призводить до підвищення питомого тиску в їх шарнірних зонах контакту та зонах контакту скребків з направляючою трубою. Однією із проблем є питання є ремонтоздатності робочого органу при виході з ладу однієї із секцій.

Для складання робочого органу та можливості заміни скребків при їх поломці розроблений робочий орган трубчатого скребкового конвеєра [127], конструктивна схема якого зображена на рис. 1.3.

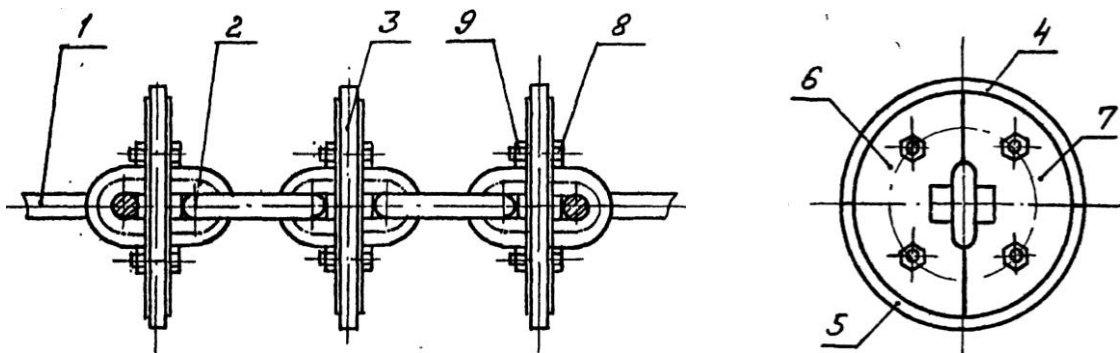
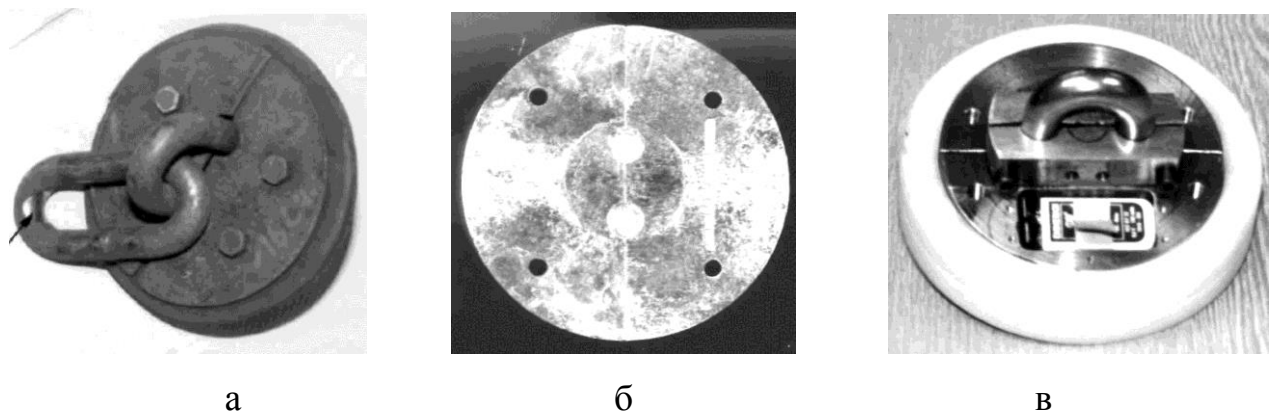


Рис.1.3. Конструктивна схема трубчатого скребкового конвеєра

Даний робочий орган є досить масивним та матеріаломістким, що збільшує сили тертя на його пересування трубчатих направляючих та відповідно енерговитрати на виконання технологічного процесу. Загальний вигляд таких типів скребків зображено на рис.1.4.



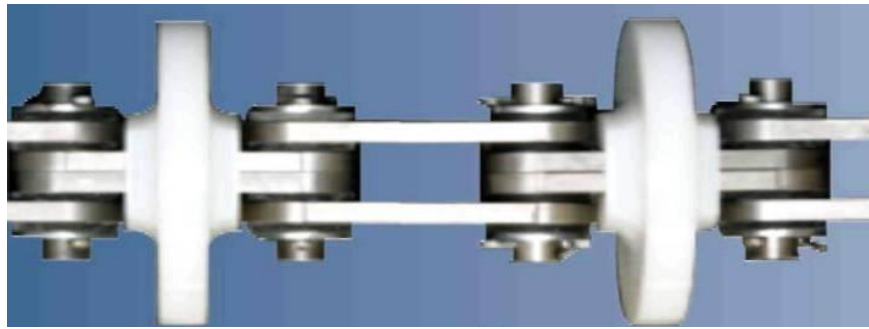
а

б

в

Рис.1.4. Варіанти виконання розбірних шайбових скребків:
а – комбінований з гумовим ободом; б – металеві напівдиски; в – комбінований з пластмасовим ободом

Робочий орган скребкового конвеєра фірми “Spiroflow Limited” представлено на рис.1.5 (Великобританія), який з’єднаний за допомогою паралельно розташованих зовнішніх пар пластин. Перевагою даного робочого органу є навантажувальна здатність і відповідно довжина технологічної магістралі.



а)



б)



в)

Рис.1.5. Загальний вигляд робочого органу конвеєра фірми “Spiroflow Limited” а– загальний вигляд; б – робочий орган з приводною зірочкою; в – з матеріалом в процесі його транспортування

У сучасному тваринництві використовується широка номенклатура стаціонарних механічних засобів роздавання кормів з різними конструктивними рішеннями робочих органів (стрічкові, скребкові, шнекові, штангові, шайбові, спіральні або пружинні тощо), а також гідравлічні і пневматичні системи.

Найбільшого поширення набули кормороздавачі з ланцюгово-скребковими (КРС-15, РВК-Ф-74), канатно-дисковими (ОКС-1000, КВД-Ф-1, КВД-Ф-2, РКД-Ф-2) та гвинтовими (ТУУ-2А) робочими органами.

Канатно-скребкові можуть транспортувати сипкі матеріали складними за конфігурацією кормопроводами з горизонтальними, похилими та вертикальними ділянками. Такі конвеєри складаються з тягового органа (ланцюг або канат), на якому закріплені шайби (працюють як скребки), приводної і натяжної станцій, поворотних пристроїв і системи трубопроводів.

Для свиноферм з груповим або індивідуальним (в станках) способами обслуговування тварин застосовують комплекти шайбових кормороздавачів КШ-0,5. Роздавач (рис. 1.6.) представляє собою шайбовий транспортер з об'ємними груповими дозаторами 8 та системою зволоження сухих кормів у годівницях.

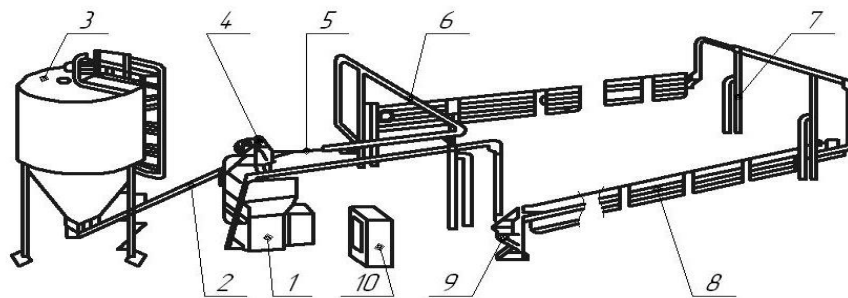


Рис.1.6. Структурна схема шайбового кормороздавача КШ-0,5: 1 - привод; 2 - завантажувальний шнек; 3 - бункер-накопичувач; 4 - горловина; 5 - шайбовий канат; 6 - кормопровід; 7 - стояк; 8 - дозатор; 9 - привод дозатора; 10 - шафа керування

Для автоматизованого роздавання сухих кормів на свинофермах використовують роздавач РКА-1000 (РКА-2000), конструкції ВИЭСХ. Він має приводну станцію 1 (рис. 1.7.), кормопроводи 2, дозатори 3 і бункер 5.

У кормопроводі розміщений шайбовий конвеєр 4 поступально-зворотного руху, який складається з окремих секцій штоків з шайбами (на прямолінійних ділянках), ланцюгів (в зоні поворотів) і зірочок. Для зміни норм видачі в дозаторах встановлені регульовальні заслінки.

Скребковий кормороздавач КРС-Ф-15А призначений для транспортування, групового дозування та розподілу кормових продуктів по

фронті годування у приміщеннях для утримання молодняку ВРХ. Це закільцьований ланцюгово-скребковий транспортер 1 (рис. 1.8.) відкритого типу, змонтований на дні жолоба годівниці 2, яка має два паралельних fronti годівлі.

Корм завантажується поблизу привода та транспортується скребками вздовж жолобу годівниці до її рівномірного заповнення по всій довжині.

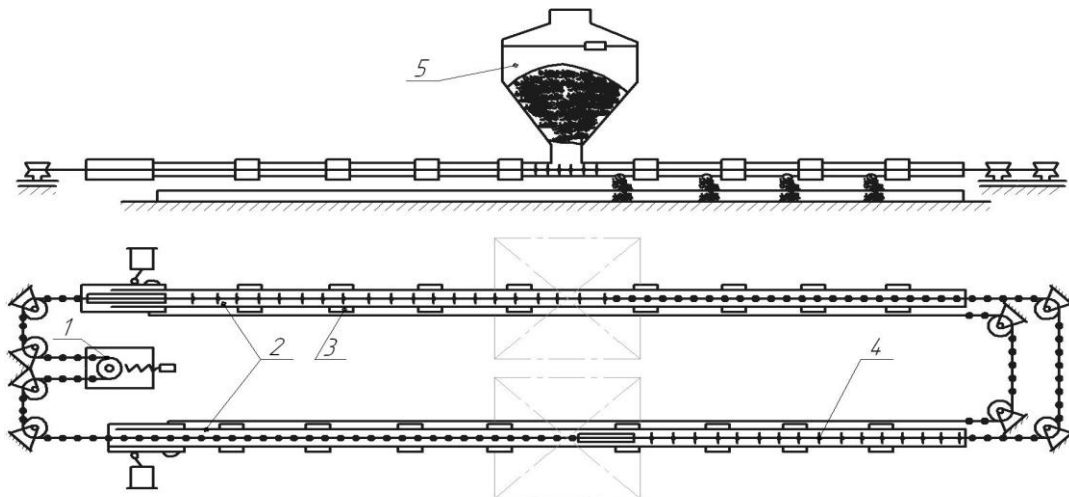


Рис.1.7. Конструктивно-функціональна схема кормороздавач РКА-1000:
1-приводна станція; 2,3-кормопровод; 4-шайбовий конвеєр; 5-бункер

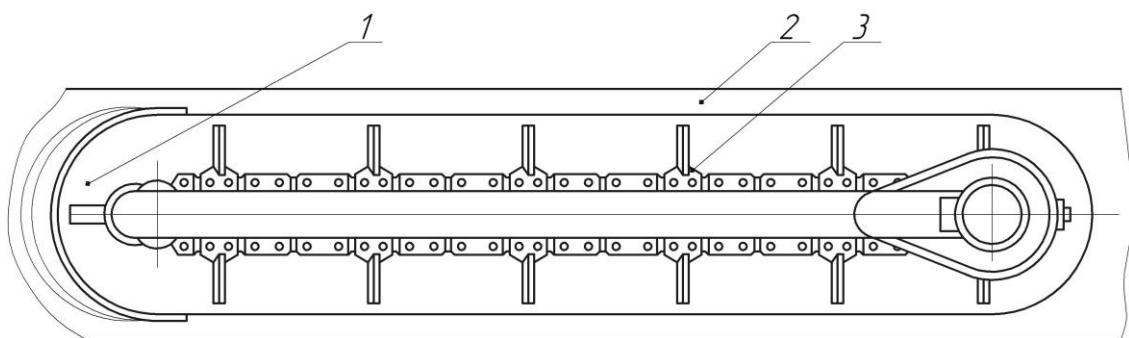


Рис. 1.8. Конструктивна схема скребкового кормороздавача КРС-Ф-15А: 1 -
приймальний ківш; 2 - годівниця; 3 - скребковий транспортер

Трубчастий конвеєр (рис. 1.9.) пристрій для транспортування сипучих матеріалів, що включає один або кілька труб 2-9, нескінченний ланцюг 10, який проходить по трубах 2-9 і яка керується ланцюговими колесами 1,12 і після чого носій пластини 13 прикріплені разом для здійснення об'ємного матеріалу 22, і щонайменше один з ланцюгових коліс 12, що відрізняється тим , що труби

2-9 мають прямокутний поперечний перетин і, отже, також несучі пластини 13, по суті прямокутні.

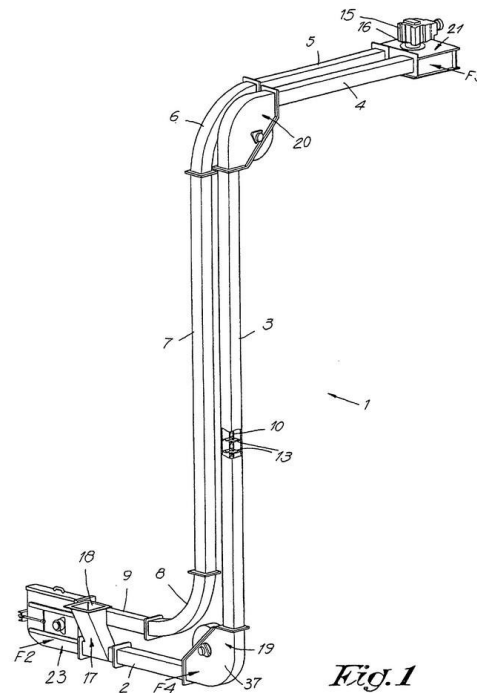


Рис. 1.9. Конструкція трубчастого конвеєра EP 1094019 A1

Трубчастий ланцюгової транспортер "Труба поруч з трубою" (рис.1.10.) надзвичайно багатогранний. Незначна монтажна висота завдяки лежачим поруч один з одним трубах він здатний транспортувати матеріали, які не під силу іншим.

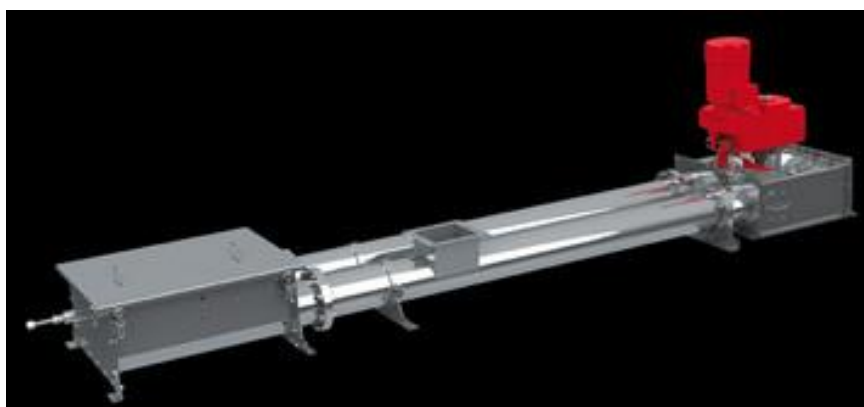


Рис.1.10. Конструкція трубчастого конвеєра "Труба поруч з трубою"

Прикладом однієї з перших у світовій практиці програмних систем для транспортування сипучих матеріалів служить комплекс Schrage Rohrketten-system GmbH Conveying Systems (рис. 1.11.), створений (ФРН).

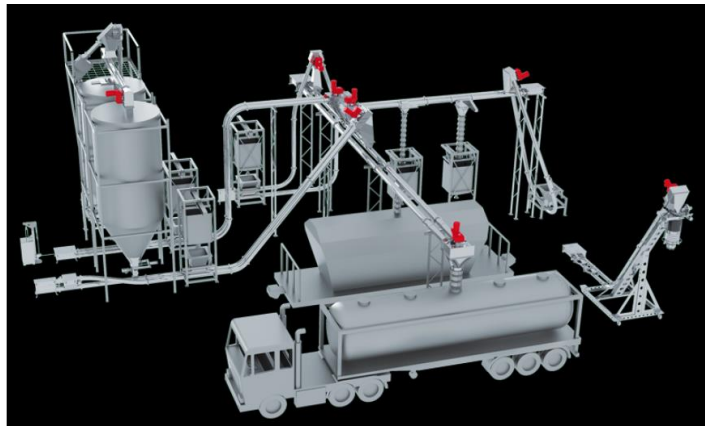
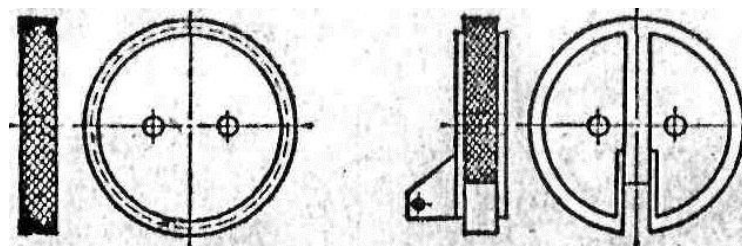


Рис. 1.11. Трубчатий ланцюговий транспортер и коробчастий ланцюговий транспортер

Суттєво для зниження матеріаломісткості тягового робочого органу можуть застосовуватись канати із закріпленням скребків, а їхнім недоліком є зміна довжини (витягування) тросу при значних навантаженнях, що негативно впливатиме на параметри зачеплення поверхнями привідного механізму.

При виготовленні скребків у найбільш простому вигляді використовують сталь, чавун, різні види високоміцних пластмас або гуми (рис.1.12а). Також скребки можуть виконуватись в основному зі сталі або чавуну з використанням бандажу з гуми або пластмаси (рис.1.12б).



а

б

Рис.1.12. Варіанти виконання скребків: а – суцільний; б - комбінований

З метою зниження матеріаломісткості робочі органи виготовляються у вигляді канату, на якому закріплені пластмасові шайби (рис.1.13). В поданих конструкціях для їх більш міцного з'єднання в зоні кріплення скребка з канатом, пасма розплетена. У даному варіанті (А.С. СРСР № 591363) скребки виконані з похилими робочими поверхнями та заокругленою частиною і можуть транспортувати матеріал в обох напрямках. В другому варіанті (А.С.

СРСР № 962126) робоча поверхня скребоків виконана плоскою з гострими кромками, що дозволяє підвищити продуктивність конвеєра.

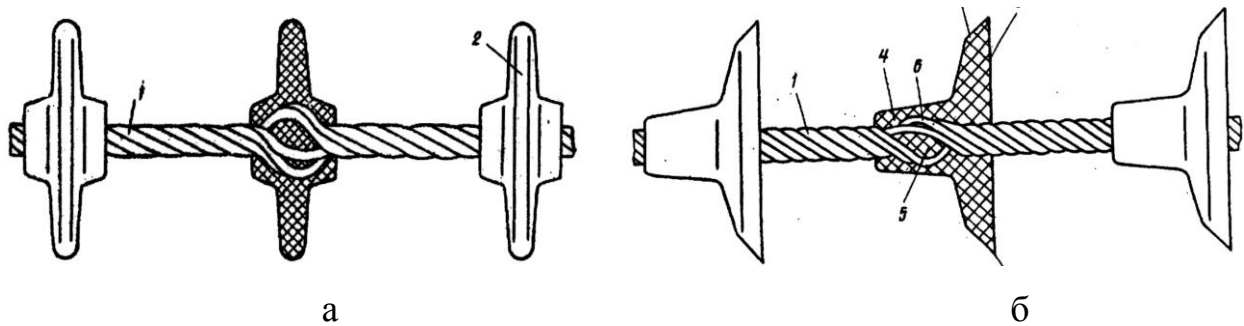


Рис.1.13. Варіанти виконання гумово-тросових робочих органів:

а – з похилою робочою поверхнею; б – з плоскою робочою поверхнею

В дослідницьких розробках взято до уваги шарнірний трубчатий скребковий конвеєр (А.С.СРСР № 725964), в якому зменшується тертя між ланками на кінцях штанг, за допомогою з'єднання між собою скребоків, та поєднання сферичними еластичними елементами (рис.1.14). У гніздах розбірних втулок, до яких кріпляться скребки розташовуються сферичні елементи сусідніх штанг. При проходженні криволінійних трас сферичні елементи повертаються у гніздах втулок, що зменшує сили тертя та відповідно енерговитрати.

Одним із недоліків даного робочого органу є складність його технологічної конструкції, значна матеріаломісткість скребоків, яка визначається схемою їх компоновки з розбірними втулками.

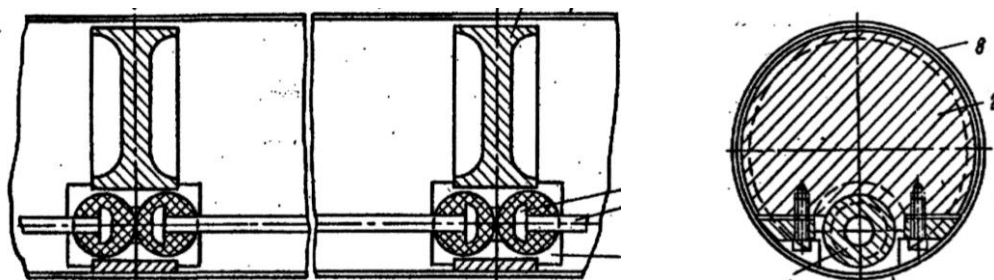


Рис.1.14. Шарнірний трубчатий скребковий конвеєр

Скребковий транспортер з ворсистою поверхнею скребоків (Патент України №21746А) призначений для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів,

які не повинні подрібнюватись в процесі переміщення (насінневі зернові матеріали), конструктивна схема якого зображена на рис.1.15. Вздовж направляючої труби з протилежних сторін жорстко закріплені направляючі, які покриті антифрикційним матеріалом. З профілем направляючих співпадають дискові скребки які мають пази, а бокова поверхня кожного направляючого скребка має ворсисту радіальну поверхню.

За допомогою вібраційного очисного пристрою очищують скребки та тяговий орган від налипання частинок вантажу. Даний пристрій складається з електродвигуна, ексцентрика зі штоком який закріплено на його валу. На кінці штока закріплена горизонтальна планка, яка контактує зі скребками, що ковзають на ній. Шток здійснює 750...1500 коливань за хвилину з амплітудою 2...3 мм. В залежності від інтенсивності налипання вантажу до скребків, очисний пристрій працює періодично. Очищення труби всередині здійснюється скребками ходової частини, які виготовлені з гуми або з гумовим ободом і встановлені в трубу з певним натягом. Ворсиста поверхня в процесі транспортування виконує дві функції: ущільнює зазор між внутрішньою стінкою направляючої труби і сприймає бокові зусилля від перекосу дискового скребка. Підвищенню продуктивності конвеєра та неможливості пошкодження насінневого матеріалу є наявність ворсистої поверхні.

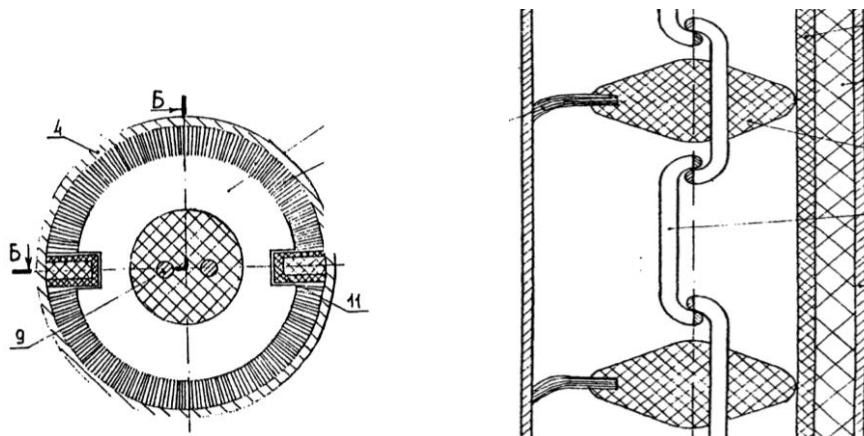


Рис.1.15. Скребковий транспортер з ворсистою поверхнею скребків

Досить цікавим є варіанти виконання робочого органу трубчатого транспортера [339, 356] у вигляді пружних секцій, утворених з прутків круглого поперечного перетину (рис.1.16).

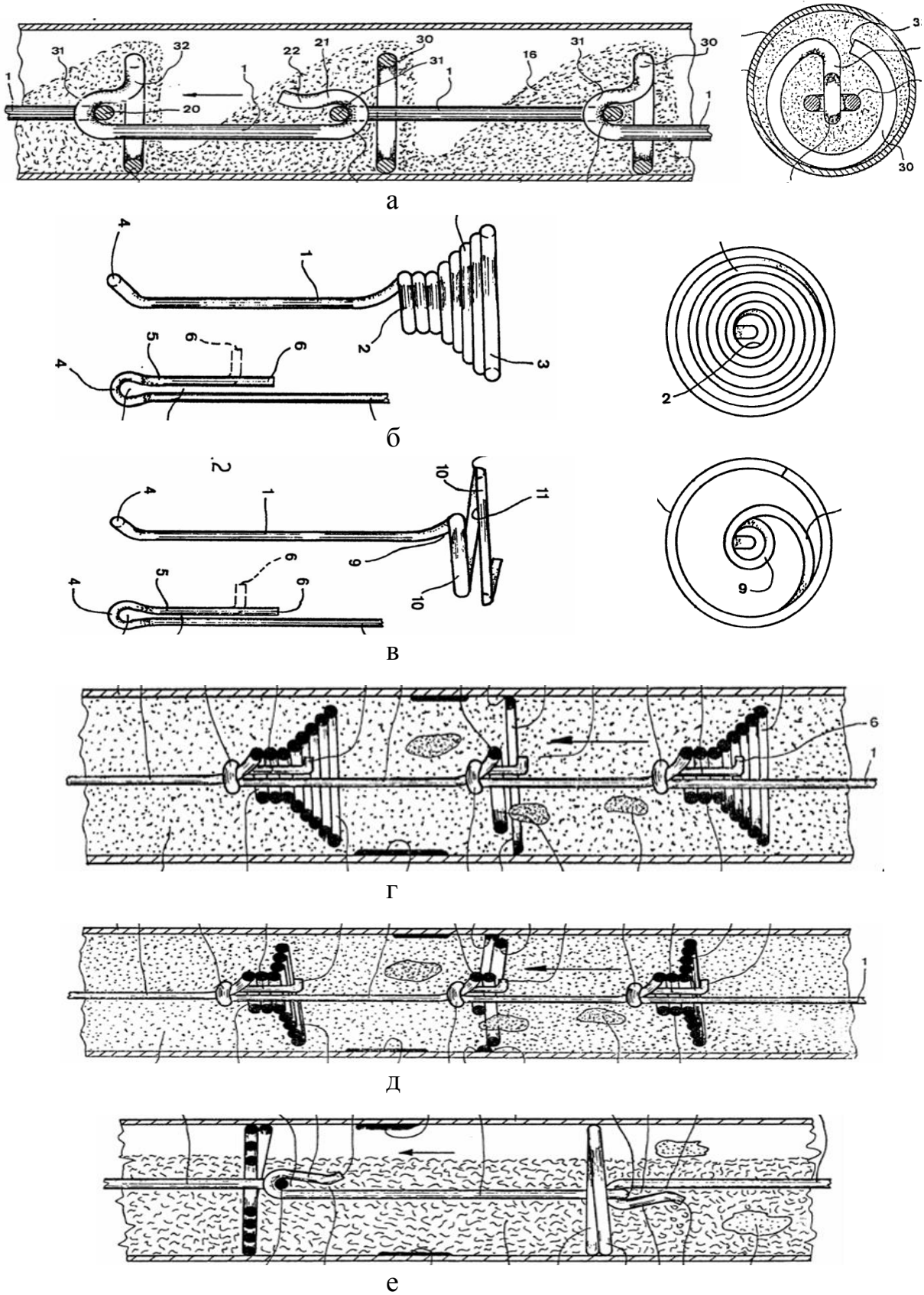


Рис.1.16. Пружинні робочі органи трубчатого конвеєра

Основним недоліком таких типів робочих органів є підвищене їх зовнішнє тертя з направляючою трубою, а також низька продуктивність хоча даний напрямок досліджень на нашу думку є перспективним.

Дані конструкції даної фірми CABLEVEY представленні на рис. 1.17. Дані конвеєри можуть переміщати крихкі матеріалів через закриту пробірку без використання повітря. Системи можуть передати до 1240 м та продуктивність 49420 кг/год. і транспортують сипучі матеріали (зернові), порошок, пластівці, гранули, гранули кави, деталі, стружка, пух, де можуть бути оброблені з легкістю фірми Cablevey де замінюють ланцюгові конвеєри, шнекові, ковшові елеватори, гвинтові конвеєри, пневматичну та аеромеханічні системи.

Залежно від типу тягового органу доцільно застосовувати привід фрикційний з гладеньким ободом. Його найкраще застосовувати при горизонтальній трасі або із зачепленням з зірочкою при просторовій трасі. Привідну зірочку слід встановлювати в герметичному корпусі з оглядовим і ремонтними люками.



a)



б)

Рис. 1.17. Конструкції привідної станції фірми CABLEVEY

Типова компоновка робочих коліс приводу трубчатого транспортера фірми “Daltec” зображена на рис.1.18.



Рис.1.18. Компоновка робочих коліс приводу трубчатого транспортера фірми “Daltec”

Поворотні елементи транспортера (рис.1.19) дозволяють змінювати напрямок технологічної магістралі трубчатого транспортера в межах до 90° . Корпус поворотного елемента переважно виконують з пластику або алюмінію, встановленому на двох підшипниках, що дозволяє змінювати напрямок руху робочого органу транспортера.



Рис.1.19. Компоновка поворотного елемента робочого органу трубчатого транспортера фірми “Daltec”

1.3 Аналіз теоретичних результатів досліджень гвинтових гофрованих та секційних елементів транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських та інших машин

Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик гвинтових робочих органів викладені в багатьох сотнях літературних джерел.

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових механізмів значний вклад внесли П.М. Василенко, А.М. Григор'єв, Х. Герман, О.О. Омельченко, Р.Л. Зенков, Г.В. Корнєєв, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.Б. Гевко, І.Б. Гевко, В.Д. Ткач, Б.М. Гутьяр, І.Е. Груздєв, М.К. Штуков, В.І. Янков, М.І. Акімов, В.Г. Мірзоєв, Ю.А. Авернів, Д. Мак – Келві, Г. Шенкель, Е. Бернхард та інші.

Особливості процесів згинання стрічок досліджували В.П. Романовський, Ю.А. Аверкієв [1], Є.М. Мошнін [262], І.П. Ренне, в роботах яких наведено формули для визначення напружень, згинальних моментів і зусиль формоутворення.

Дослідження технологічних і конструктивних параметрів гвинтових заготовок розглянуто в роботах А.К. Сарапулова, Л.В. Погорєлого, Ю.Б. Авансова, А.Г. Цимбала, М.В. Тат'янка та ін. Велике значення мають практичні рекомендації щодо технології виготовлення та вибору конструктивних параметрів великогабаритних спіралей наведено в працях П.А. Преображенського, О.М. Григор'єва.

Дослідженням технологічного устаткування, машин і механізмів із шнековими робочими органами займались А.В. Іваненко, Г.О. Жданович, Л.Л. Гельгар, Є.П. Щольц, В.Ф. Пономарьов, М.К. Алексиненко, М.Ф. Харитонов, В.Д. Ємельянов, В.І. Нілов, М.П. Яковлєв, Г.Є. Пушкарьов та багатьох інших дослідників.

Дослідженням високої продуктивності й встановленням раціональних конструктивних параметрів навивних заготовок та розробленням технології їх виготовлення досліджували у своїх працях вчені Е. Філяр, Г. Шенкель, М. Дернелл, О. Герман та ін. Визначенням конструктивних параметрів гвинтових заготовок займались А.З.Журавльов, В.Е.Гурвич, А. В. Церна, Д.Я. Шифрін В.А. Єгоров, та ін.

Аналіз основних положень у проектуванні свідчить про відсутність однозначного погляду різних авторів на суть явищ, що спостерігаються під час роботи таких засобів механізації. В аналізі відомих досліджень особливу увагу звернуто на ті літературні джерела, які висвітлюють питання вибору параметрів робочих органів і процесів транспортування зернових, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів, оскільки проблема пошкодження сипких вантажів на теперішній час залишається відкритою. Розрахунки основних параметрів гвинтових робочих органів і межі їх числових значень різні автори пропонують проводити за результатами власних досліджень, які зведено в табл. 1.1, запропоновану Н. Матухно [241].

Сучасний розвиток народного господарства країни й перехід економіки на ринкові відносини вимагають значного розширення номенклатури машин, підвищення їх продуктивності за рахунок використання прогресивних технологій виготовлення деталей, застосування нових типів механізмів, до яких належать механізми з гвинтовими деталями, виготовленими з гвинтових гофрованих заготовок.

Основні конструктивні параметри гвинтових робочих органів

Вихідні дані	Зуєв И.М. [125]	Красников В.В. [157]	Григор'єв А.М. [81]	Анакін И.А.
$D, мм$	100-250	50-300	150-600	$D=(4÷6)d$ $D=P/\pi \operatorname{tg} \alpha$
$P, мм$	$(0,75..1,0)D$	$(0,75..1,2)D$	$(0,8..1,0)D$	$P=\pi d \operatorname{tg} \alpha$
$n, об/хв$	200-450	60-700	24-150	-
φ	$\varphi=1-\alpha/D$ або 0,4	0,3-0,6	0,3-0,4	0,15-1,0
$\beta, град.$	0-90	0-90	0-90	0-90
$d, мм$	-	-	-	$D=(0,02÷0,3)L$
P/D	0,75-1,0	0,75-1,2	0,8-1	-
$\lambda, мм$	Мінімум	-	6-7,5	-

В таблиці 1.1 позначення означають: D – зовнішній діаметр робочого органу; P – крок гвинта; n – частота обертання робочого органу; L – довжина магістралі між опорами; d – внутрішній діаметр робочого органу; φ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору; D_{cp} – середній діаметр робочого органу; α – кут підйому поверхні гвинта; β – кута нахилу гвинтової магістралі; λ – радіальний зазор.

Механізми з робочими органами виконаними на основі гвинтових гофрованих заготовок використовуються:

1. В змішувачах (рис.1.20.) для змішування сипких матеріалів в порошковій металургії, абразивних матеріалів в інструментальному виробництві тощо.

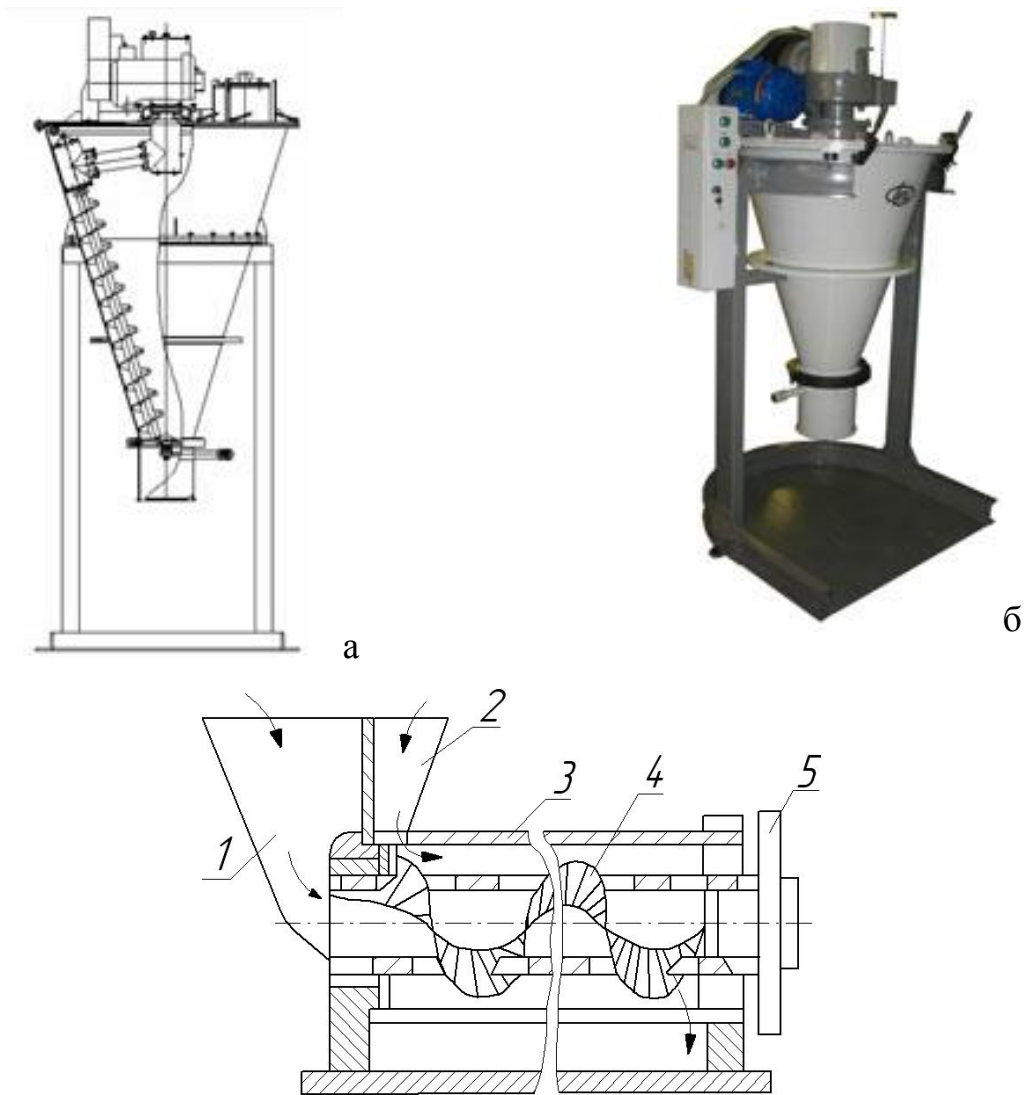


Рис. 1.20. Конструкція шнекового змішувача: а-схема; б-загальний вигляд

1,2 – бункери; 3 – корпус; 4 – профільна гвинтова заготовка; 5 – привід

2. Пристрої для борботатії дрібнодисперсних сумішей при їх спалюванні.

3. Очищувачі коренеплодів від землі (рис. 1.21.).

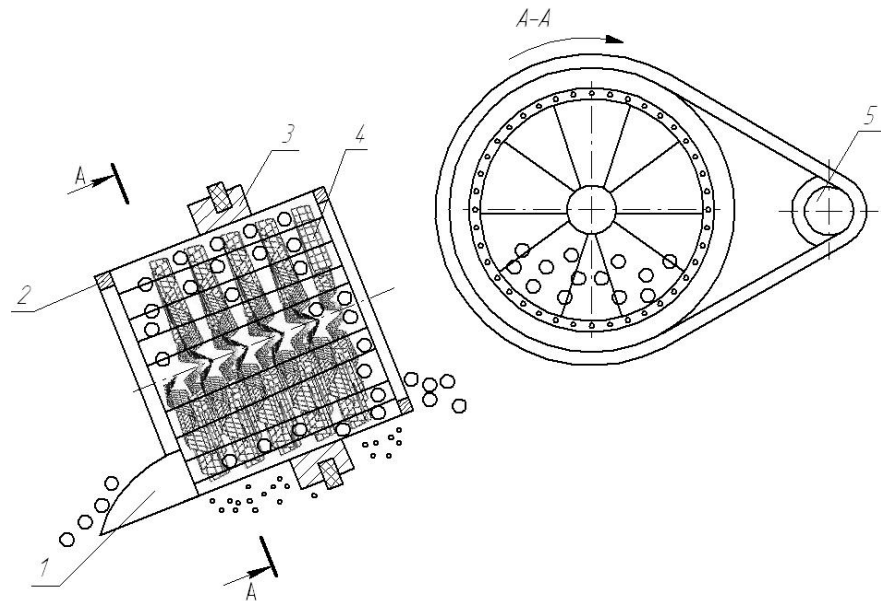


Рис. 1.21. Конструкція очисника коренеплодів: 1 – завантажувач; 2 – корпус барабана; 3 – ведений шків; 4 – профільна гвинтова заготовка; 5 – привід

4. Розпушувачі ґрунту навісних механізмів сільськогосподарських машин.
5. Розкидачі.

На рис.1.22. наведено конструктивне виконання гнучкого валу у вигляді ланцюга 1, секції якого зв'язані фіксуючими кільцями 2 (А.с. СРСР №1384492 рис.1.22,а), скручених та шарнірно з'єднаних плоских пластин 3 (А.с. СРСР №11666408, рис.1.22,б).

Дані конструкції не вирішують досліджуваної проблеми, в першу чергу за рахунок того, що плече передачі крутного моменту є мінімальним і відповідно зусилля є максимальними, а пари тертя характеризуються малими площами контакту.

Для перевантаження сипких матеріалів на значні відстані (10 м і більше) необхідно суттєво підвищувати крутильну жорсткість гвинтових робочих органів. Типовими представниками, які конструктивно вирішують поставлене завдання є гнучкі робочі органи з горизонтально і вертикально технологічними спіралями, зображено на рис. 1.23 (а - А.с. № 1315369; б - А.с. № 1801886).

У вигляді двох різнонаправлених смугових пружинних спіралей (рис. 1.23 а) забезпечує їх взаємне стискування між собою, оскільки в процесі кручення

діаметр зовнішньої спіралі зменшується, а внутрішньої збільшується.

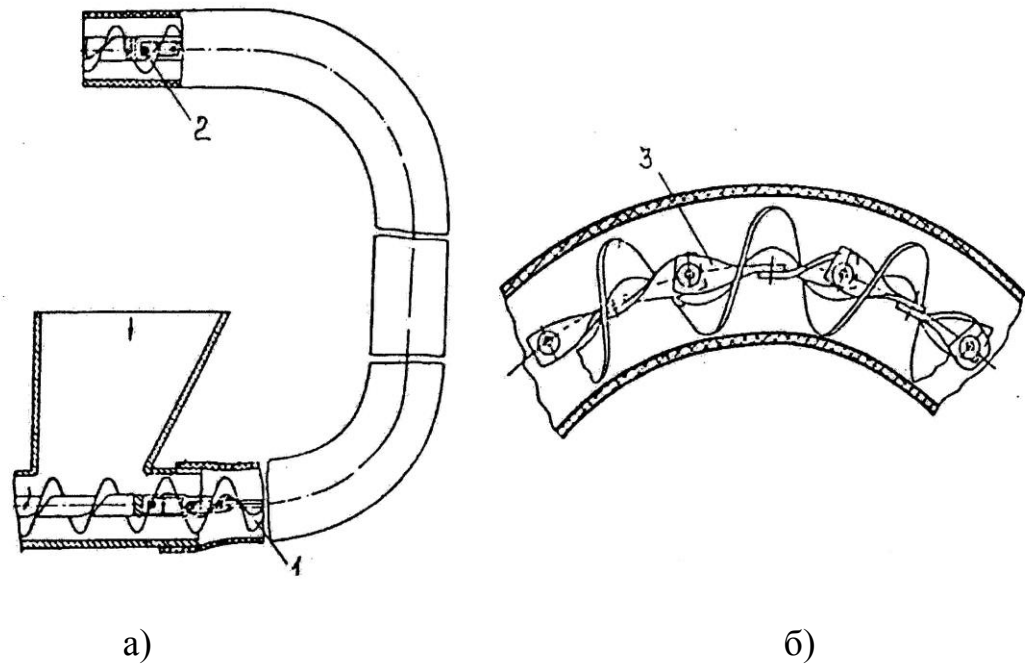


Рис.1.22. СГГК з секційними робочими органами

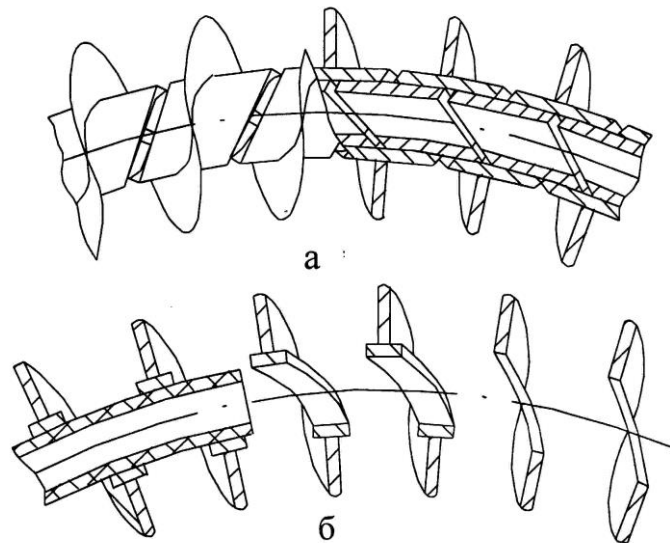


Рис. 1.23. Гнучкі робочі органи з горизонтально-несучою (а) і вертикально-технологічними (б) спіралями

Передавання крутного моменту в такому робочому органі здійснюється виключно за рахунок гнучкого валу. В іншому випадку (рис. 1.23 б) функції внутрішньої спіралі виконує армований гумовий шланг, який встановлений в зоні приводу робочого органу.

Вище розглянуті секційні гнучкі робочі органи за високої

навантажувальної здатності й продуктивності мають обмежене маневрування, оскільки величина кутової пружної деформації в значній мірі залежить від ширини смуги горизонтальних спіралей. Іншим суттєвим недоліком є підвищене зношування поверхонь контакту горизонтальних спіралей, які постійно труться між собою під час роботи ГГК на криволінійних трасах. Представлені типи робочих органів можуть знайти застосування на довгих (більше 10 м) магістралях, за їх незначної кривини.

Варто відмітити, що виготовлення гнучких гвинтових спіралей довжиною 1 м і більше є досить трудомістким процесом. Для їх навивання або прокатування застосовують низьковуглецеві сталі, які не піддають термічній обробці для покращення їх фізико-механічних властивостей. Застосування хіміко-термічної обробки витих спіралей на оправах довжиною 1.2...1.5 м в певній мірі підвищує її пружність, однак суттєвого покращення експлуатаційних параметрів цих робочих органів в процесі роботи на криволінійних трасах не спостерігається [49]. В той же час виготовлення смугових спіралей з пружинних високовуглецевих сталей (вміст вуглецю більше 0.5%) потребує виключно “гарячої” технології їх навивання, що можливо лише за умов спеціальних виробництв на високоточному та спеціальному устаткуванні, а це в свою чергу призведе до різкого підвищення собівартості продукції.

Тому, одним з напрямків вирішення технічного протиріччя між конструктивними вимогами та технологією виготовлення (конструктивно спіраль повинна виготовлятися з високовуглецевих сталей $C > 0,5\%$, а технологічно її виготовлення можливо зі сталей із вмістом вуглецю $C < 0,15\%$) є розробка гнучких робочих органів з набору секцій гвинтових робочих пелюстків і несучого еластичного валу.

На рис. 1.24 зображений такий секційний гнучкий гвинтовий робочий орган [357], який складається із виконаної заодно центральної втулки 1 і двозаходного сектора спіралі 3. На торцевих поверхнях центральних втулок на одному діаметрі виконані пари протилежно розташованих сферичних виступів

5 і впадин 6. Розташування сферичних виступів і впадин на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок, зміщене на 90° в коловому напрямку, причому глибина сферичних впадин менша за висоту “ r ” сферичних виступів на величину “ h ”. Центральні втулки розташовані на тросі 2 і підтиснуті одна до одної за допомогою механізму натягу.

В процесі роботи сектори спіралі транспортують сипкий матеріал в гнучкому кожусі 4. При роботі на криволінійних трасах сферичні виступи повертаються відносно впадин в напрямку, перпендикулярному до лінії, що з'єднує їх центри. Оскільки виступи зміщені відносно впадин в коловому напрямку на 90° , то робочий орган вільно деформується і працює за принципом шарнірних муфт. Крутний момент від однієї секції до іншої передається виключно за рахунок сферичних виступів і впадин.

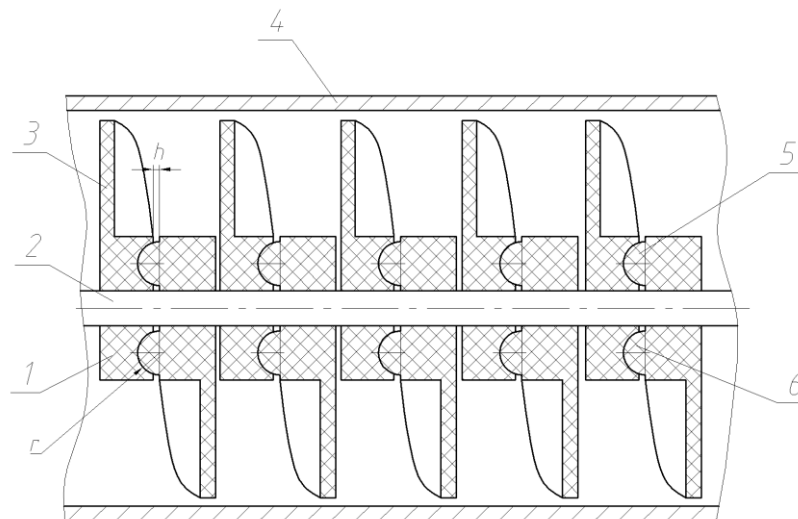


Рис. 1.24. Робочий орган модульного гвинтового агрегату

Також відомий робочий орган гвинтового конвеєра (рис.1.25) [50], який складається із окремих гвинтових секцій 3. Кожна секція виконана у вигляді двох циліндричних втулок 10, з'єднаних між собою прутками 1, до яких кріпиться гвинтове ребро 2. У втулках однієї секції виконані наскрізні отвори 5, центральні осі яких розташовані взаємо перпендикулярно. В наскрізних отворах втулок встановлені антифрикційні фігурні втулки 6, між торцевими

поверхнями яких розташований квадратний валець 7. В отворах антифрикційних втулок 8 і отворах вальця встановлені циліндричні пальці 9.

При обертанні робочого органу крутний момент з вальця через пальці і антифрикційну фігурну втулку передається на кільця 10. Далі від циліндричних кілець крутний момент через гвинтове ребро 2 і прутки 1 передається на сусідню секцію.

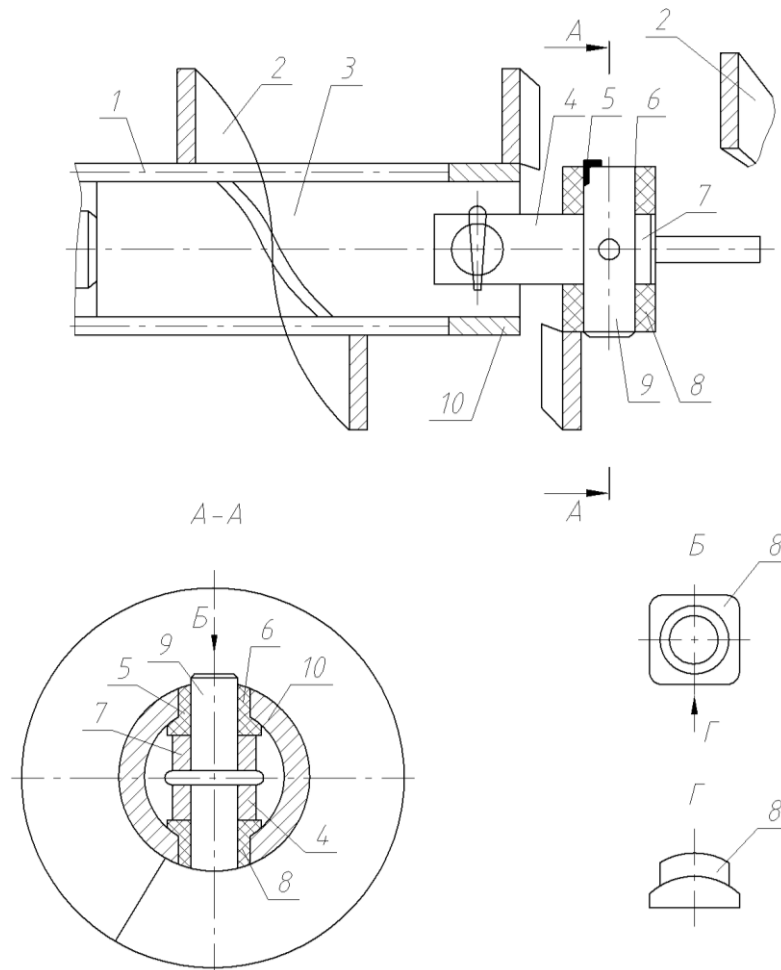


Рис.1.25. Робочий орган гвинтового конвеєра

Антифрикційні втулки виготовляють з поліамідів, армованих скляним волокном, які ефективно працюють як підшипники ковзання в агресивних середовищах без змащування. Характеризуючись надійністю передачі крутного моменту, основним недоліком таких робочих органів є їх висока погонна маса, що негативно впливає на ступінь пошкодження транспортованого матеріалу.

Одним з напрямків вирішення проблеми стійкості гвинтових спіралей при

роботі технологічних магістралей на малих радіусах кривизни є виконання гвинтової робочої поверхні у вигляді окремих секцій, жорстко зв'язаних з гнучким валом, який може бути виконаним суцільним з еластичного матеріалу, або у вигляді окремих шарнірних секцій. Загальний вигляд секційного гнучкого гвинтового конвеєра [271] зображено на рис.1.26

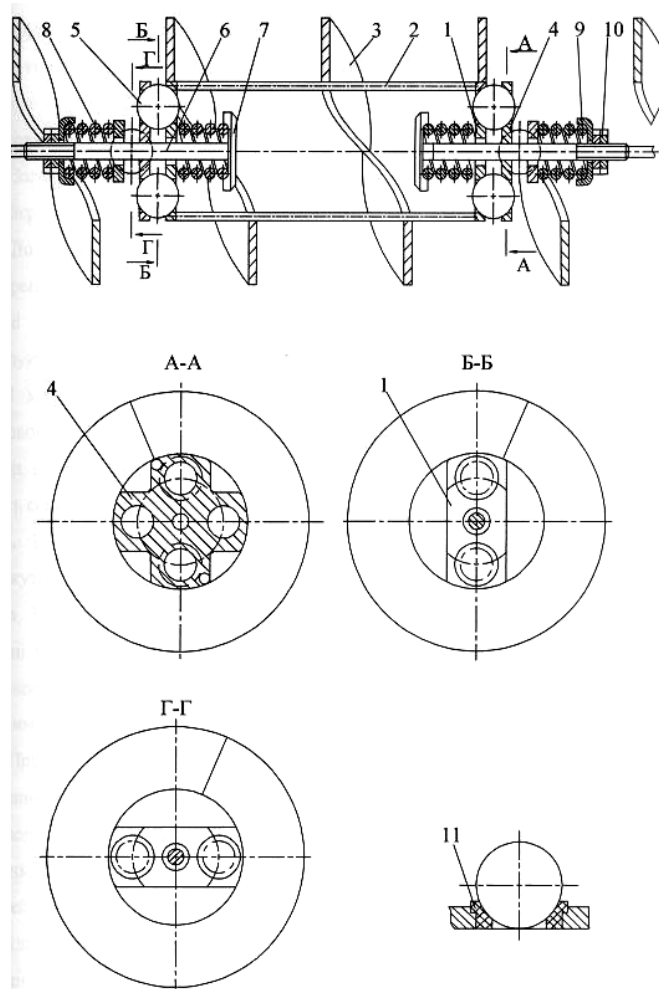


Рис. 1.26. Конструктивна схема робочого органу гвинтового конвеєра

Основними недоліками розглянутих конструкцій робочих органів є технологічна складність їх виготовлення, низька маневреність та низька надійність і довговічність на криволінійних трасах. Проблемним питанням залишається надійність приводних елементів, які від дії знакозмінних циклічних навантажень швидко руйнуватимуться.

Він містить секції гвинтових спіралей, торцеві поверхні яких шарнірно

з'єднані між собою за допомогою стяжних болтів з гайками. Кожна торцева поверхня секції виконана у вигляді пластин 1 прямокутної форми, в яких діаметрально протилежно виконані отвори 4 під кульки 5. Пластини однієї секції розташовані взаємно перпендикулярно і з'єднані між собою за допомогою стержнів 2, до яких жорстко закріплене гвинтове ребро 3. секції підтиснуті між собою автономним пружним механізмом 6.

Взаємне розташування торцевих пластин однієї секції і з'єднання їх між собою за допомогою криволінійних стержнів дозволяє виключити необхідність застосування проміжних шарнірів, що спрощує конструкцію робочого органу.

Однак недоліком такої конструкції є необмежена довжина гвинтової секції для забезпечення необхідної маневреності (мінімальний радіус кривини технологічної магістралі) робочого органу і відсутність відповідного профілю по зовнішньому діаметру, який би не здійснював скобління гумових рукавів в процесі експлуатації і підвищив би термін роботи робочих органів і особливо гнучких гумових рукавів.

Розроблення конструкцій секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів забезпечує розширення сфери використання механізмів із гвинтовими пристроями, завдяки чому вони набувають все ширшого застосування у різних галузях народного господарства. Їх номенклатура та конструктивні особливості визначаються специфікою технологічних процесів, в яких вони використовуються, та багатьма іншими умовами. Основні конструкції гнучких робочих органів секційних гнучких гвинтових конвеєрів наведено в Додаток. А.

Розміри секційних РО ГГК регламентує не в повній мірі ГОСТ 2705-73. "Шнеки для сельскохозяйственных машин".

Загалом, аналізуючи сучасний стан розвитку ГТТМ, можна стверджувати, що існує значне поле для проведення подальших досліджень, яке пов'язано з потребою застосування енергоощадних, високотехнологічних ГТТМ, що забезпечують ефективне виконання різноманітних функціональних операцій.

При транспортуванні насінєвого зерна жорсткими гвинтовими конвеєрами відбувається пошкодження в межах 1,2...1,75% [143]. Найбільш стійка до динамічних навантажень є пшениця з вологістю 18...20%, а при статичному навантаженні міцніше сухе зерно. При вологості зерна 12...14% рекомендована швидкість його транспортування знаходиться в межах 2,2...2,3 м/с, а при вологості 17...19% - до 4,1 м/с.

1.4. Фізико-механічні властивості сипких сільськогосподарських матеріалів

В сільськогосподарському виробництві робочі органи взаємодіють із матеріалами різних реологічних властивостей, що вимагає підходу при розрахунку властивостей машин. Опис таких підходів ієрархічному рівні уніфікованих моделей взаємодії на початковому етапі необхідно розглядати найбільш загальні реологічні моделі, які описуються простими залежностями і дозволять з найменшими затратами побудувати розрахункову модель з уточненими параметрами якої проводиться дослідження конкретних продуктів.

Для насипних зернистих вантажів приймалась, умова пропорційної залежності між дотичними та нормальними напруженнями згідно закону Амонтона-Кулона $\tau = \sigma \cdot f_g = \sigma \cdot tg\gamma_g$ [122]. Де f_g і γ_g відповідно коефіцієнт та кут внутрішнього тертя.

Для зернистих матеріалів, рух яких визначає силове поле тяжіння, одним із важливих параметрів вантажу є кут вкладання частин α , який зв'язаний з осьовими і радіальними силами $\frac{dP}{dR} = \frac{\sin \alpha}{1 - \cos \alpha}$ і приймається 42...46° [273].

Для великогабаритних вантажів їх взаємодія з робочими органами характеризується розподілом зон контакту та зусиль взаємодії, що визначається основними законами механіки. Для незначних енергій і лінійної залежності між напруженнями та деформаціями приймається лінійно-пружна модель взаємодії.

Для моделі пошкодження сипучого матеріалу (зерна) передбачають оцінку макро-мікропошкоджень. Вони як правило виникають при зменшених зазорах між робочим органом і кожухом та при ударі сипкого матеріалу з великою кінетичною енергією з робочим органом, більш характеризують перехідні процеси. Величина мікропошкоджень має зв'язок із енергетичними втратами при транспортуванні.

Сипким матеріалам сільськогосподарського виробництва властиві особливості, які за відносно невеликих затрат дають змогу механізувати процеси їх переміщення та одночасного змішування, що істотно відрізняє їх від інших матеріалів.

Дослідженням сипких матеріалів і їх властивостей займалися і займаються вчені багатьох країн. Важливий внесок в цьому напрямі внесли вчені Р.А. Зенков, В.П.Горячкін, П.М.Василенко, Г.А.Хайліс, М.І.Кльонін, М.О.Демидко, С.М.Гімейн, Г.П.Варламов, С.Н.Нікелін, І.В.Павловський, Н.М.Марченко, М.А.Літвінов, В.М.Верховський, М.К.Ліник, І.І. Шкодін, А.Г.Пузаков та інші.

Основні властивості сипких матеріалів, які використовують на практиці, поділяють на дві групи: параметри, які характеризують властивості сипкого матеріалу; властивості, які характеризують процеси, що відбуваються в сипкому матеріалі.

До властивостей першої групи, які є основними, належать структурно-механічні, силові та фрикційні. Друга група характеризує процеси, розкриває їхні основні залежності та слугує для розрахунків і створення методів контролю процесів, що відбуваються в сипкому матеріалі. До цієї групи належать теплофізичні, електрофізичні та аеродинамічні властивості.

Сипкі матеріали характеризуються такими фізико-механічними властивостями: розмірами і формами частинок; густина; взаємна рухомість частинок; коефіцієнт тертя; кутом природного укосу вантажу.

Характер передачі енергії в сипкому матеріалі значною мірою визначається силами тертя та зчеплення в місцях контактів його часток.

Тертя в сипкому матеріалі – явище комплексне і визначається, з одного боку, тертям по контактних поверхнях часток матеріалу.

Опір сипких матеріалів переміщенню відносно поверхні твердих тіл, що викликано силою тертя, характеризується коефіцієнтом зовнішнього тертя який визначається з допомогою трибометра [122].

За результатами досліджень сипких матеріалів на трибометрі будують залежність граничних напружень τ' від нормальних напружень σ в товщі матеріалу (рис. 1.27.) [120].

Напруження σ і τ' , потрібні для побудови графіка визначають за формулами [122]

$$\sigma = G_M / F_c, \quad (1.11)$$

$$\tau' = (T_c - T_p) / F_c \quad (1.12)$$

де G_M – сумарна маса притискних пластин і матеріалу в рухомій рамці;

F_c – площа зсуву;

T_c – сила зсуву;

T_p – сила опору рухомої рамки.

За отриманими дослідними даними σ і τ' проводять пряму ac граничних дотичних напружень, яка в загальному випадку перетинає вісь ординат вище точки O , що характеризує зв'язність сипкого матеріалу. Для ідеально сипких матеріалів $\tau_0 = 0$. Кут φ називають кутом внутрішнього тертя, а тангенс цього кута – коефіцієнтом внутрішнього тертя $f = \operatorname{tg}(\varphi)$ [121].

Кут φ_σ , утворений лінією OC з віссю абсцис, називають кутом внутрішнього зсуву, а його тангенс – коефіцієнтом внутрішнього зсуву (f_σ) [332].

Початковий опір зсуву зростає з підвищенням плівкової вологості дрібно фракційних сипких матеріалів: початковий опір вологого матеріалу в багато разів більший, ніж початковий опір самого матеріалу в сухому стані. Для добре сипких матеріалів, що містять дрібні фракції, в сухому стані $\tau_0 = 0$, у зволоженому – $\tau_0 = 150 \dots 400$ Па і більше.

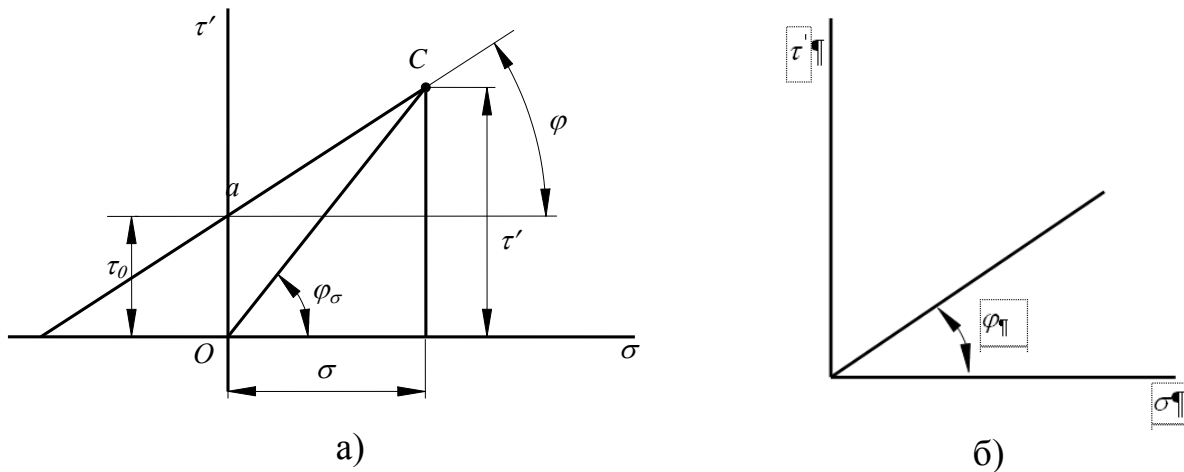


Рис. 1.27. Залежність граничних дотичних напружень τ' від нормальних напружень σ в товщі матеріалу: а)- погано сипучих матеріалів; б)- ідеально сипучих

Досліди, проведені із сипкими матеріалами до складу яких входять частинки різних розмірів, підтвердили, що величина коефіцієнту внутрішнього тертя змінюється за законом

$$f_B = (T_c - T_p) / G_M, \quad (1.13)$$

Стан поверхні має вплив на коефіцієнти зовнішнього тертя f_l , і сипучість, вона може бути гладка або шереховата.

При орієнтовних розрахунках можна користуватися наступними приблизними співвідношеннями [122]

$$f_{lc} : f_{ld} : f_{lp} : f \approx 15 : 16 : 17 : 20, \quad (1.14)$$

де f_{lc} , f_{ld} , f_{lp} – коефіцієнти тертя сипкого матеріалу відповідно по сталі, дереву, гумі; f – коефіцієнт внутрішнього тертя, до якого приблизно прирівнюється коефіцієнт тертя матеріалу по бетону

Коефіцієнти зовнішнього тертя різних матеріалів у відносному русі (динамічний) менші, ніж коефіцієнти тертя спокою, на 10 – 30% [122, 170]. Коефіцієнти зовнішнього тертя приведені в таблиці 1.2. [122; 143, 316].

Таблиця 1.2.

Коефіцієнти зовнішнього тертя

Назва матеріалу	Поверхня тертя	Значення коефіцієнтів тертя	
		статичний	Динамічний
Пшениця, овес , ячмінь, соняшник, кукурудза, жито	сталь	0,36 – 0,58	0,33 – 0,48
	дерево	0,33 – 0,62	0,28 – 0,52
	гума	0,47 – 0,66	0,47 – 0,62
Просо, сочевиця, горох, насіння льону і коноплі	сталь	0,31 – 0,38	0,30 – 0,36
	дерево	0,33 – 0,41	0,33 – 0,40
	гума	0,36 – 0,44	0,38 – 0,48

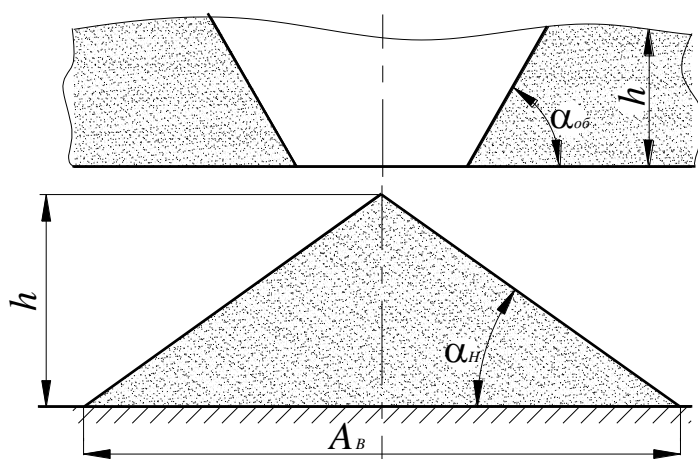


Рис. 1.28. Кутти насипання і обвалення

укусу: у разі насипання зверху утворюється кут насипання α_n , у разі обвалення – кут обвалення $\alpha_{об}$ (рис. 1.28.).

Порожнистий циліндр ставлять на площину і заповнюють сипким матеріалом. Потім циліндр повільно піднімають, при цьому матеріал висипається і розміщується під кутом природного відкосу α . Для зв'язних матеріалів кут природного відкосу більший, ніж кут внутрішнього тертя, і залежить від методу формування

$$\operatorname{tg} \alpha_n = f + \frac{\tau_0}{hg\rho} = f/2 + \sqrt{f^2/4 + \frac{2\tau_0}{A_B g\rho}}; \quad (1.15)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{об} = \frac{hfg\rho}{hg\rho - 4,7\tau_0\sqrt{f}}, \quad (1.16)$$

де h – висота укусу;

ρ – щільність матеріалу;

g – прискорення вільного падіння;

A_B – основа трикутного штабеля.

При цьому кут природного відкосу залежить від розмірів та форми, стану поверхні та вологості. З підвищенням вологості сипучість зменшується (кут природного відкосу відповідно зростає). Значення кутів природного відкосу приведені в таблиці 1.3. [120, 122, 143, 332].

Таблиця 1.3.

Кути природного відкосу

Матеріал	Кут природного відкосу, град	
	при насипанні	при руйнуванні
Зерно: пшениці рису кукурудзи	24 – 26	34 – 36
	27 – 34	30 – 38
	23 – 27	33 – 37
Горох Квасоля Вика	27 – 32	–
	31	–
	29	–
Насіння: буряків трави льону	34 – 38	42 – 50
	18 – 19	25 – 27
	17 – 18	23 – 25

Початковий опір зсуву у одного і того самого сипкого матеріалу може бути різним залежно від його ущільнення і його вологості.

Вологість сипкого матеріалу W_B визначають висушуванням взятої проби за температури 105°C до сталої маси і обчислюють за формулою [143]

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m_2}, \quad (1.17)$$

1.5 Сучасні методи пошуку технічних рішень на основі синтезу

Основні теоретичні обґрунтування структурного та параметричного синтезів висвітлені у наукових роботах Г.С. Альтшуллера [8], Б.І. Кіндрацького [146-147], Ю.М. Кузнєцова [167-168], А.І. Половінкіна та інших. Основними методами генерування механічних систем на сьогодні є метод морфологічного аналізу та метод генерування структурних моделей об'єкта за допомогою типових математичних моделей [60]. Основними методами дослідження синтезу механічних систем стали методи динамічного

програмування, відсікань і метод Лагранжа [144], що дозволило пришвидшити пошук точного розв'язання при збереженні в загальному випадку закону залежності тривалості алгоритму від вихідного числа. На даному етапі виконання використані різні за структурою математичні моделі та методи [147], при цьому різні види синтезів здійснювалися незалежно. На кожному етапі оптимізації передбачено виконання аналізу одного варіанта x з погляду виконання обмежень і досягнутого значення функції мети $f(x)$ широкого використання набув метод повного перебирання варіантів.

Основні розробки досліджень та пошук нових прогресивних технічних рішень фундаментально вивчені у наукових доробках вчених Г.С. Альтшуллера [8], А.В. Андрейчікова [11], І.В. Белого [17], Т.Я. Буша [28], А.В. Брушлинського [26], В.В. Василькова [35-36], Г.Р. Григорєва [79], Д.К. Джонса [94], В.В. Душинського [110], М.С. Комарова [150], Б.І. Кіндрацького [146-147], Ю.М. Кузнецова [167-169], В.В. Курейчика [177], Н.К. Мойсєєвої [259], В.М. Одріна [267], Б. Твісса [354], А.В. Чуса [379], Гевка І.Б. [60] та інших.

На даному етапі розвитку науки існує два основні напрямки методів пошуку нових рішень. Це «класичні» методи винаходу нових рішень, в основі яких базуються евристичні Т.Я. Буш [28], Б.В. Бірюков [19], Д.К. Джонс [94], Ю.М. Кузнецов [168] та машинні методи автоматизації пошуку нових рішень А.В. Андрейчіков [10-1110], Г.С. Альтшулер [8-9].

Слід зазначити перспективність методу «генетичних алгоритмів», які передбачають широту можливостей і високу ефективність результатів. Використання даного методу показано в роботах В.В. Курейчика [177], Г.Р. Григорєва [79], що підтверджується рядом програмних пакетів різноманітного призначення. Актуальним і домінантним завданням сьогодення є пошук ефективніших та прогресивних методів генерування нових рішень.

Для вирішення протиріч на стадії пошуку ефективних структур механічних систем використовують евристичні прийоми

повного, неповного і комбінованого розчленування окремих елементів системи, які є суттю диференціально-морфологічного методу синтезу запропонованого Ю.М. Кузнецовим [168], що дає різні основні і додаткові ефекти, які синтезуються і відповідають новим принципам і забезпечують нові якості.

Уніфікований синтез запропонований В.В. Васильковим [35-36] відноситься до методів синтезу технічних систем, який об'єднує методи синтезу, що побудовані на основі ідей типізації та групової обробки технічних рішень. Основою цього методу є класифікація об'єктів, яка передбачає їх поділ на класи, підкласи і групи, і формує головну морфологічну одиницю групового синтезу.

Базуючись на вирішенні нелінійних задач з оптимізації конструктивних параметрів відбувається оптимізація конструкцій і режимів роботи ТТМСМ за умови мінімізації сукупних витрат і максимізації продуктивності та якості виконання процесів. Моделювання ТТМСМ та їх синтез залишаються недостатньо вивченими, що вимагає теоретичного та експериментального дослідження цілого комплексу питань.

1.6 Висновки та задачі досліджень

На підставі аналізу стану проблеми зроблено наступні висновки.

1. У результаті здійснення аналізу особливостей проектування транспортно-технологічних механізмів і сучасних методів пошуку технічних рішень із використанням теорій моделювання та синтезу з'ясовано, що майже всі існуючі методи їх проектування не використовують комплексний підхід на основі техніко-економічних характеристик. Тому, розробка методів їх проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин із застосуванням методів структурного синтезу залишається не вирішеною проблемою і має важливе наукове та практичне значення. Описати теоретичні і експериментальні дані для обґрунтування і вибору параметрів трубчастих скребкових конвеєрів.

2. Розробити фізичну модель процесу переміщення сипкого середовища за допомогою скребкового робочого органу у вигляді системи пружних одновимірних тіл, які безвідривно переміщують сипке середовище. Побудувати адекватні фізичному процесу математичні моделі динамічного процесу, які являють собою нелінійні диференціальні рівняння із частинними похідними та відповідні крайові умови. Описати динаміку системи на горизонтальних та вертикальних ділянках переміщення сипких середовищ. Розробити методику аналітичного дослідження динаміки системи рухомий канат-сипке середовище. На її базі отриманого математичні співвідношення, які описують закони зміни визначити параметри динамічного процесу у залежності від фізико-механічних, кінематичних, геометричних параметрів, зовнішніх та внутрішніх чинників.

3. Встановити складові швидкості поздовжнього руху робочого органу які суттєво впливають як на частоту власних її коливань, та і її амплітуду; умови існування резонансних коливань канатів; резонансне значення амплітуди яке залежить геометричних розмірів каната, так і швидкості її поздовжнього руху. Встановити величину резонансного значення амплітуди коливань канату і максимальні динамічні напруження у вказаному випадку усталеного процесу.

4. На основі проведеного аналізу процесів виготовлення ГГЗ встановлено, що цьому питанню приділено дуже мало уваги, питання є актуальним і потребує подальших досліджень, так як ГГЗ можна використовувати для виготовлення робочих органів багатьох механізмів (змішувачів, теплообмінників, подрібнювачів, зрошувачів, механізмів для борботації вільних абразивів тощо). Провести моделювання поверхні ГГЗ вивчалось лише у загальному вигляді без врахування особливостей ГГЗ та конкретних прикладів. Провести комплекс експериментів з вивчення силових параметрів при формоутворенні ГГЗ, вивести емпіричні залежності, які адекватно описують процеси виготовлення ГГЗ для сільськогосподарських машин. Для цього необхідно спроектувати і виготовити зразки експериментальних установок з використанням сучасних методів вимірювання.

5. Для проведення експериментальних досліджень ТТМСМ сконструювати стендове обладнання з використанням автоматизованого керуючого перетворювача частоти за допомогою персонального комп'ютера, та необхідно отримати дані про витрати електроенергії і визначити величини крутних моментів в залежності від навантаження.

6. На основі теоретичних та експериментальних досліджень слід розробити інженерні методики проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин і технології їх виробництва на основі ресурсозберігаючих технологій.

7. Розробити та обґрунтувати економічно-доцільну ефективність використання даних конвеєрів та провести порівняльний техніко-економічний аналіз трубчастих скребкових канатних, гнучких гвинтових конвеєрів з визначенням якісної оцінки кожного варіанта за параметрами: продуктивність, якість виконання процесу і собівартість виготовлення та експлуатації.

РОЗДІЛ II

МОДЕЛЮВАННЯ ТА СИНТЕЗ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

2.1. Класифікація і характеристика транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарського призначення

На практиці широко застосовують відомі транспортно-технологічні механізми сільськогосподарських машин (ТТМСМ) для переміщення на невеликі відстані сільськогосподарські насипні і штучні матеріали у горизонтальному, рідше вертикальному та похилому напрямку.

До переваг таких механізмів відносять простоту конструкцій і їх обслуговування, надійність у роботі, герметичність переміщуваного вантажу та можливість його розвантаження в будь-якому місці конвеєра, можливість транспортування по криволінійних трасах тощо.

Їхніми недоліками при використанні є часткове подрібнення матеріалу при переміщенні, підвищені витрати енергії внаслідок тертя вантажу об жолоб, порівняно невелика продуктивність і мала довжина транспортування Додаток Б.

Поділяють транспортно-технологічні механізми сільськогосподарських машин на скребкові, гвинтові, комбіновані та механізми (рис. 2.1) [122, 176, 325]. Найбільшого застосування набули скребкові гнучкі ТТМ з розширеними транспортно-технологічними можливостями типи мають значні перспективи розвитку.

За конструктивними особливостями їх класифікують наступним чином: гнучкі канатні, одноланцюгові і багатоланцюгові, циліндричним та профільним, пересувні та стаціонарні, з перервним і неперервним циклом, з постійним та змінним кроком.

За особливістю робочого органу ТТМСМ поділяють на: канатний робочий орган, приводні, роликові, втулочні і безвтулочні, суцільні, перервні, лопатеві, фасонні; гофровані, комбіновані, спеціальні змішувальні, з ребрами жорсткості; з розміщенням витка перпендикулярним.

Привідні вали ТТМ можуть бути жорсткими та гнучкими, у вигляді спіралі, карданного валу, гнучких тросів, ланцюгів, а також суцільними та секційними.

За напрямку руху транспортування матеріалу ТТМСМ бувають горизонтальні, вертикальні, нахилені, комбіновані та з криволінійними трасами.

За способом виготовлення робочих органів технологічними особливостями виготовлення ГРО їх класифікують наступним чином: виготовлені з плоских заготовок, литі, комбіновані, прокатні, штамповано-зварні, прокатні. Спосіб отримання робочого органу залежить від матеріалу, але в основному в якості матеріалу використовують сталі, пластмаси для скребкових трубчастих конвеєрів, з яких виготовляють окремі сегменти або секції литвом. Серед способів виготовлення гвинтових робочих органів поширеними є навивання, прокатування і штампування.

З допомогою ТТМСМ виконують наступні операції: транспортування; очищення; подрібнення; пресування; змішування; пересипання; сепарування; калібрування; розкидування; згортання; викопування; ворошіння.

Транспортування вантажів у вертикальному напрямку можна ефективно здійснювати скребковими трубчастими конвеєрами.

2.2 Вибір конвеєрів з розширеними технологічними можливостями неперервної дії

На даний час проектування та розрахунок транспортно-технологічних механізмів проводиться за типовими схемами без врахування особливостей та специфіки виробництва, зокрема сільськогосподарського.

Сучасний стан розвитку транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарського призначення вимагає пошуку нових шляхів покращення технологічних і експлуатаційних параметрів робочих органів, які дають змогу підвищити продуктивність та покращити якість транспортних процесів із метою зменшення травмування насінневих матеріалів.

Для обґрунтування вибору конвеєрів для транспортування сипких вантажів по криволінійних траєкторіях проведемо їх порівняльний техніко-економічний аналіз. До таких конвеєрів можна віднести трубчасті скребкові, пневматичні, жорсткі складні (складаються з двох і більше перевантажувальних вузлів) та гнучкі гвинтові конвеєри. Розробляючи дану модель спочатку визначимо вартість цих конвеєрів.

При структурному синтезу і проектуванні транспортно-технологічних механізмів (ТТМ), а також їх оптимізації, необхідно згенерувати множину компонок ТТМ, яка б максимально відповідала функціональному призначенню механізму за мінімальних затрат. При цьому для виконання багатьох функціональних операцій з використанням ТТМ визначальною є транспортуюча здатність робочого органу (РО), що визначається продуктивністю, довжиною і складністю траєкторії транспортування.

Для полегшення створення оригінальних схем компонок канатних та гвинтових механізмів, які б задовольняли виконання функціональних операцій, проведено кодування функцій користуючись великими літерами алфавіту: «А» – повздовжнє транспортування; «Б» - змішування; «В» - дозування; «Г» - поштучне подавання; «Д» - калібрування; «Е» - стругання; «Ж» - подрібнення.

Для використання методики кодування використовуємо кілька операцій

окремими конструкціями, зокрема для повздовжнього транспортування і змішування – «АБ», для транспортування, пресування і подрібнення – «АЕЖ». Для раціонального вибору напрямку елементів конструкції використовуємо методики кодування: «а» – вертикальне; «б» – нахилене; «в» –змінне; не кодується – горизонтальне.

Для ефективності застосування даних методик використаємо наступну схему кодування сукупностей конструктивних елементів (КЕ), де «і» змінюється в межах від 1 до ∞):

- 1_і – приводи (електро-, пневмо-, вібро-, гідроприводи різної вартості, способу кріплення, потужності і частоти обертання);
- 2_і – передачі і редуктори (варіатори, редуктори, зубчаті, пасові, ланцюгові, фрикційні передачі з різним передаточним відношенням, різної вартості, якості, конструктивного виконання);
- 3_і – запобіжні і пружні муфти (різних конструкцій, функціональних можливостей, ціни);
- 4_і – елементи керування (електроперемикачі, кабеля, ПК, ЧПК, пульти, частотні перетворювачі тощо).
- 5_і –трубопровід (відкриті-закриті, гнучкий-жорсткий);
- 6_і – елементи завантаження і розвантаження - (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей і ціни);
- 7_і – елементи з'єднувальні та опорно-поворотні (різних конструкцій);
- 8_і – робочі органи (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей);

Якщо в конструкції міститься декілька КЕ одного виду, то їх кількість записується відповідним степенем, наприклад: 2 двигуни - $(1i)^2$; три робочі органи - $(8i)^3$. Це стосується і елементів завантаження, пересипу і розвантаження, якщо в конструкції їх окремих видів є більше одного.

Відповідність різних компоновок робочих органів ТТМ 7 основним функціональним операціям приведена в табл. 2.1, з якої видно, що комбіновані конвеєри з розширеними технологічними можливостями.

Підтвердження теоретичних досліджень потребує практичного виготовлення складних РО, що є основною базою у конструкції ТТМСМ. Конструктивні елементи (КЕ) у виготовленні є різними у рівні затратності, а саме стандартні та нескладні. Розглянуто ситуацію, при якій вартість конструкції прийнята за 100%, то вартість окремих КЕ орієнтовно становить: $1_i - 5 \dots 25\%$; $2_i - 0,5 \dots 10\%$; $3_i - 0,5 \dots 10\%$; $4_i - 1 \dots 25\%$, $5_i - 2 \dots 20\%$; $6_i - 0,5 \dots 5\%$; $7_i - 5 \dots 25\%$; $8_i - 20 \dots 40\%$;

При проектуванні ТТМ визначена певна послідовність конструкції яка полягає у першочерговості КЕ 8_i , подальшому КЕ 5_i і 6_i , і наступній групі КЕ 1_i , 2_i , 3_i , 4_i та КЕ 7_i .

При розрахунку конструкцій конвеєрів слід враховувати, що їх собівартість залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення окремих конструктивних елементів, (приводів, редукторів, запобіжних чи пружних муфт, передач, робочих органів, жолобів, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних тощо), а також вартості складання самих конвеєрів.

Виходячи з потреби виконання необхідних функціональних операцій важливим елементом є генерація раціональних компоувальних схем для вдалого вибору конвеєрів (табл. 2.2). Важливою умовою є взаємозв'язок конструктивних характеристик, що супроводжує виконання функціональних операцій.

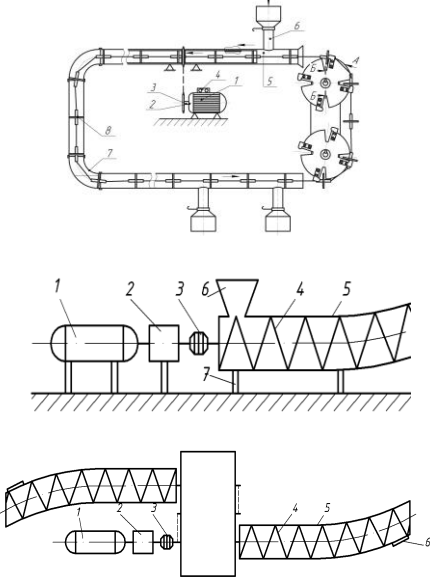



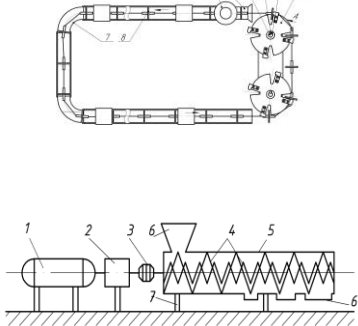


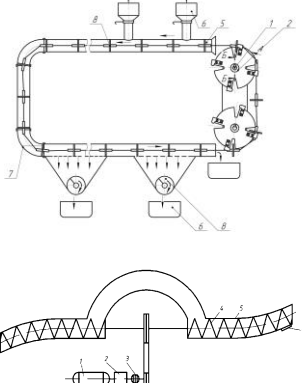


Значна кількість відповідних конструкцій (ТТМ) є генерованою із кожної компоувальної схеми, представлених в табл. 2.2. Собівартість виготовлення кожної створеної конструкції залежать від типу виробництва вартості купівлі та виготовлення КЕ, а саме приводи, передачі і редуктори, запобіжні і пружні муфти, гвинтові робочі органи, трубопровід, елементи завантаження і розвантаження, елементи з'єднувальні та опорно-поворотні, елементи керування, що враховується при генеруванні конструкцій.

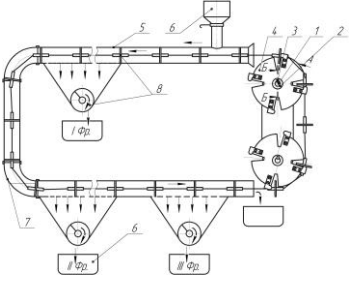



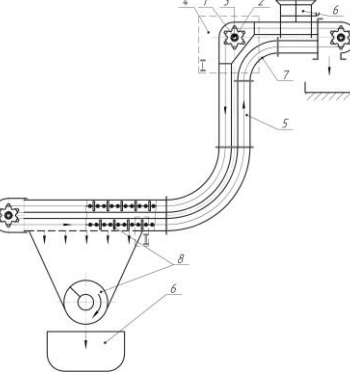


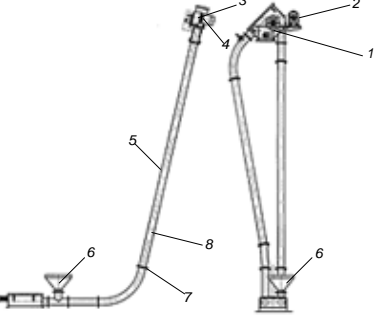



Основні функціональні операції транспортно-технологічних механізмів [60]

Код операції	Функціональні операції	Робочий матеріал	Основні оптимізаційні параметри*
1	2	3	4
1	Повздожне транспортування	Сипкий, в'язко-пластичний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
2	Змішування	Сипкий,	$Q \rightarrow \max; K_o \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
3	Дозування	Сипкий, в'язко-пластичний	$dQ/dt \rightarrow \max; Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
4	Поштучне подавання	Поштучний	$Q \rightarrow \max; dQ/dt \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
5	Калібрування	Сипкий, поштучний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
6	Стругання	Поштучний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
7	Подрібнення	Кусковий, поштучний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$

* Q – продуктивність; C – сукупні витрати; K_o – однорідність змішування; dQ/dt – точність.

Рациональні конструвальні схеми транспортно-технологічних механізмів для виконання різних функціональних операцій та їх коди

Код операції	Код ГТТМ	Схема з кодами конструктивних елементів	Робочий орган
1	2	3	4
1,3	АБа(1 _i) ² 2 _i 3 _i 4 _i 5 _i (6 _i) ³ 7 _i 8 _i		<p>8₁</p>  <p>8₅</p>  <p>(8₂)²</p> 
1,3,4,7	АБДа1 _i 2 _i 3 _i 4 _i 5 _i (6 _i) ² 7 _i 8 _i		<p>8₁</p>  <p>8₇</p> 
1,2,3,4, 7	АВДаЕ(1 _i) ³ 2 _i 3 _i (4 _i) ³ 5 _i (6 _i) ⁴ 7 _i 8 _i		<p>8₆</p>  <p>8₈</p> 

1	2	3	4
1,2,3,4, 5,7	АБВДаЕ(1 _i) ⁴ 2 _i 3 _i (4 _i) ⁴ 5 _i (6 _i) ⁵ 7 _i 8 _i		<div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="display: flex; align-items: center; margin-bottom: 5px;">8₁ </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-bottom: 5px;">8₈ </div> <div style="display: flex; align-items: center;">8₆ </div> </div>
1,3,6,7	АБДВ(1 _i) ² 2 _i 3 _i (4 _i) ² 5 _i (6 _i) ² 7 _i 8 _i		<div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="display: flex; align-items: center; margin-bottom: 5px;">8₈ </div> <div style="display: flex; align-items: center;">8₇ </div> </div>
1,4,5	АДВ1 _i 2 _i 3 _i 4 _i 6 _i (7 _i) ² 8 _i		<div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="display: flex; align-items: center; margin-bottom: 5px;">8₁ </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-bottom: 5px;">8₈ </div> <div style="display: flex; align-items: center;">(8₃)² </div> </div>

Наступний етап вибору є оцінка показників характеристик якості кожної конструкції із загальної бази синтезованих, виходячи з технічних характеристик таблиця 2.3.[60].

Оцінка показників характеристик якості транспортно-технологічних механізмів

№ фактора	Значення фактора ($\Sigma 100$)	Фактори якісних характеристик ТТМ
1	2	3
	1..95	Продуктивність
	50..95	Однорідність змішування
	60..95	Точність дозування
	30..95	Втрати (пошкодження)
	50..95	Належність до фракції
	40..95	Рівномірність
	1..95	Швидкість проходження процесу
	1..95	Довжина транспортування
	1..95	Траєкторія транспортування
	1..95	Мобільність зміни траєкторії транспортування
	1..30	Складність монтажу-демонтажу
	10..95	Безпека при експлуатації
	10..60	Складність (простота) завантаження-розвантаження
	20..90	Термін придатності
	10..90	Надійність
	15..50	Габаритні розміри
	5..60	Матеріаломісткість
	5..70	Енергоємність

Визначення собівартості будь-якого конвеєра можна здійснювати за формулою [60]:

$$C_B = k_{mp-z} \cdot \sum_{n=1}^m B_n + \sum_{r=1}^l C_r + \sum_{y=1}^o C_y + k_{донл} \cdot k_{доо} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.1)$$

2.3 Синтез транспортно-технологічних механізмів машин

2.3.1 Синтез транспортно-технологічних механізмів з гнучким канатним і ланцюговим робочим органам

Технологічні процеси виробництва, пов'язані з сипкими, порошкоподібними матеріалами нерозривно пов'язані з переміщенням великої кількості вантажів по прямолінійних і криволінійних трасах. Тому в забезпеченні транспортних потоків, комплексної механізації й автоматизації праці на підприємствах провідну роль відіграють системи трубчастих транспортно-технологічних механізмів з криволінійними трасами транспортування, як екологічно чистий вид транспорту.

До їх переваг відноситься велика герметичність, різноманітність просторових криволінійних трас, можливість використовувати для жолобів стандартні труби, а для скребків – круглі тонкостінні диски. Основним недоліком цих конвеєрів є недостатня експлуатаційна надійність і довговічність, особливо при переміщенні на криволінійних трасах. Тому обґрунтування параметрів гнучких робочих органів канатних конвеєрів є актуальним і має важливе значення.

Важливим питанням проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з гнучкими канатними і ланцюговими робочими органами є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості транспортних операцій, а також розширення технологічних можливостей [193].

Для створення нових конструкцій транспортно-технологічних систем одним важливим аспектом є втілення прогресивних методів пошуку нових технічних рішень на ранніх стадіях виробництва. Для досягнення мети використовується морфологічний аналіз, який передбачає синтез варіантів об'єкта, що на основі складеної морфологічної матриці дає можливість отримати певні обсяг рішень [168]:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (2.2)$$

де n – характеристика;

K_j – число альтернатив характеристики.

Велика кількість отриманих результатів такого синтезу є утруднює пошук найбільш раціональних рішень. За допомогою морфологічного аналізу нами використано метод синтезу ієрархічних груп. Цей метод базується на морфологічному аналізі [60], проте він передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів (як правило 3) з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи. Цим методом нами розкладено загальні задачі на часткові та знайдено раціональне рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх компонуванням. До першого ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи механічної системи, які впливають на якість і продуктивність технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи, для реалізації функції відповідної механічної системи і мають вибірковий вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи, що допомагають роботі механічної системи, і не впливають на реалізовувати технологічний процес (елементи третього порядку). Економічна доцільність, ціни та вартість експлуатації повинні привертати особливу увагу, при створенні механічної системи. Генерація альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів є необхідною генерування альтернатив пропонованим вдосконаленим методом. Для забезпечення отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні морфологічного аналізу проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів на наступному етапі запропонованих конструктивних рішень. Визначена формула для використання запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою

морфологічного аналізу:

$$N_{IT} = (K_{11} \cdot K_{12} \cdot K_{13} \cdot K_{1i}) + (K_{21} \cdot K_{22} \cdot K_{23} \cdot K_{2i}) + \dots + (K_{z1} \cdot K_{z2} \cdot K_{z3} \cdot K_{zi}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2.3)$$

де z – ієрархічний рівень;

l – кількість ієрархічних рівнів;

K_i – альтернатива конструктивного елемента певного ієрархічного рівня;

m – кількість альтернатив конструктивного елемента певного ієрархічного рівня.

Запропонована модель транспортно-технологічної системи з канатним робочим органом, зображена на рис. 2.2. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – механізм транспортування вантажу; 2 – гнучкий канат; 3 – подавальні диски; до другої ієрархічної групи: 4 – привода зірочка; 5 – бункер; до третьої ієрархічної групи: 6 – двигун-редуктор. Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів гвинтових конвеєрів з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – механізми транспортування вантажу; 2_i – гнучкі канати; 3_i – подавальні диски; 4_i – приводні зірочки; 5_i – бункери; 6_i – двигун-редуктори. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: дві приводні зірочки - $(4_{12})^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два бункери - $(5_7 \cup 5_{92})$.

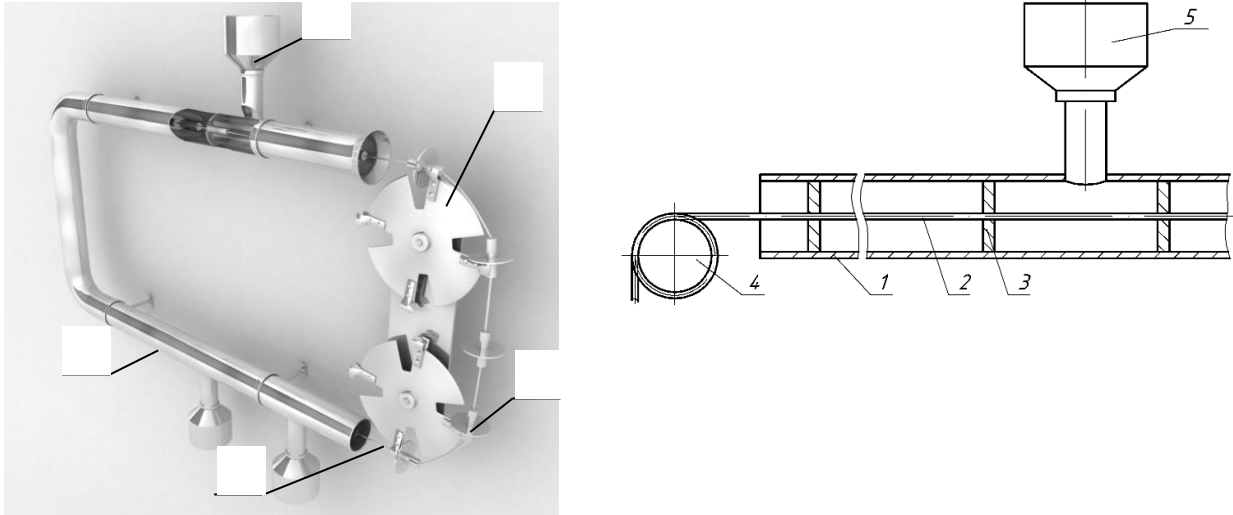


Рис. 2.2. Структурна схема канатного гнучкого конвеєра [282]:

1- механізм транспортування вантажу; 2- канат; 3- робочий орган;

4-привідна зірочка; 5- бункер

В результаті генерування альтернатив конструкцій, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 2.3):

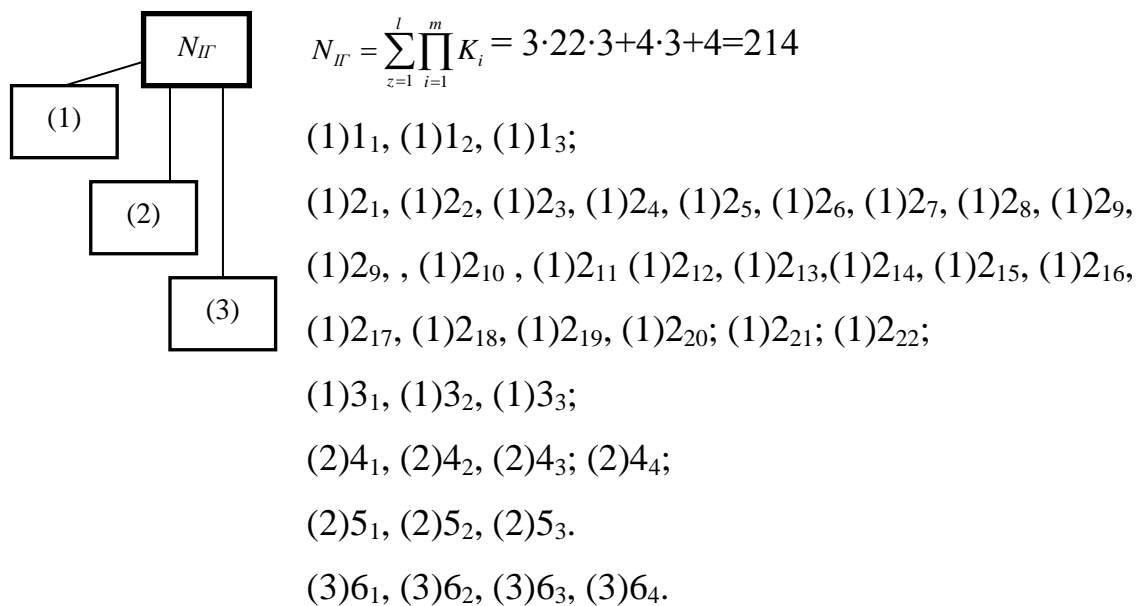


Рис. 2.3. Модель механічної системи «гнучкий канатний і ланцюговий конвеєр» (1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень; (3) - третій ієрархічний рівень

- для першого ієрархічного рівня: (1)1₁ - (1)1₃ (рис. 2.4.); (1)2₁ - (1)2₉ (рис. 2.5.); (1)3₁ - (1)3₄ (рис. 2.6);

- для другого ієрархічного рівня: (2)4₁ - (2)4₄; (рис. 2.7.) (2)5₁ - (2)5₃;

- для третього ієрархічного рівня: (3)б₁ - (3)б₄.

Приклади компонок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені на рис.2.4.

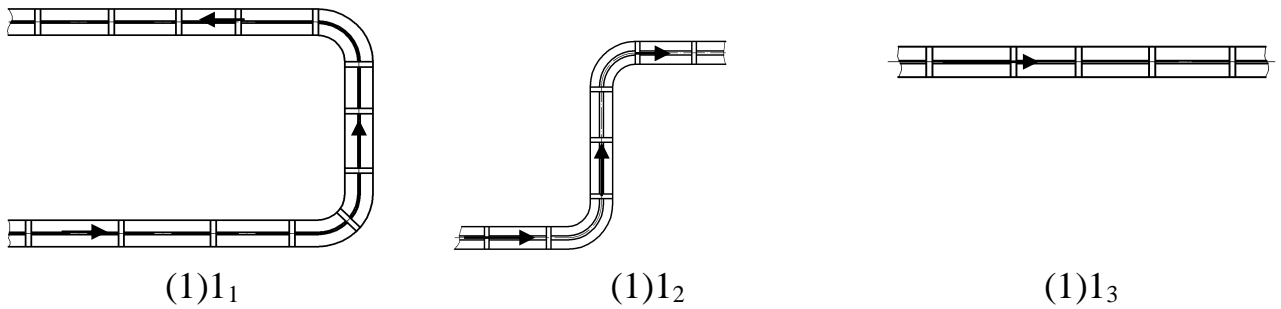
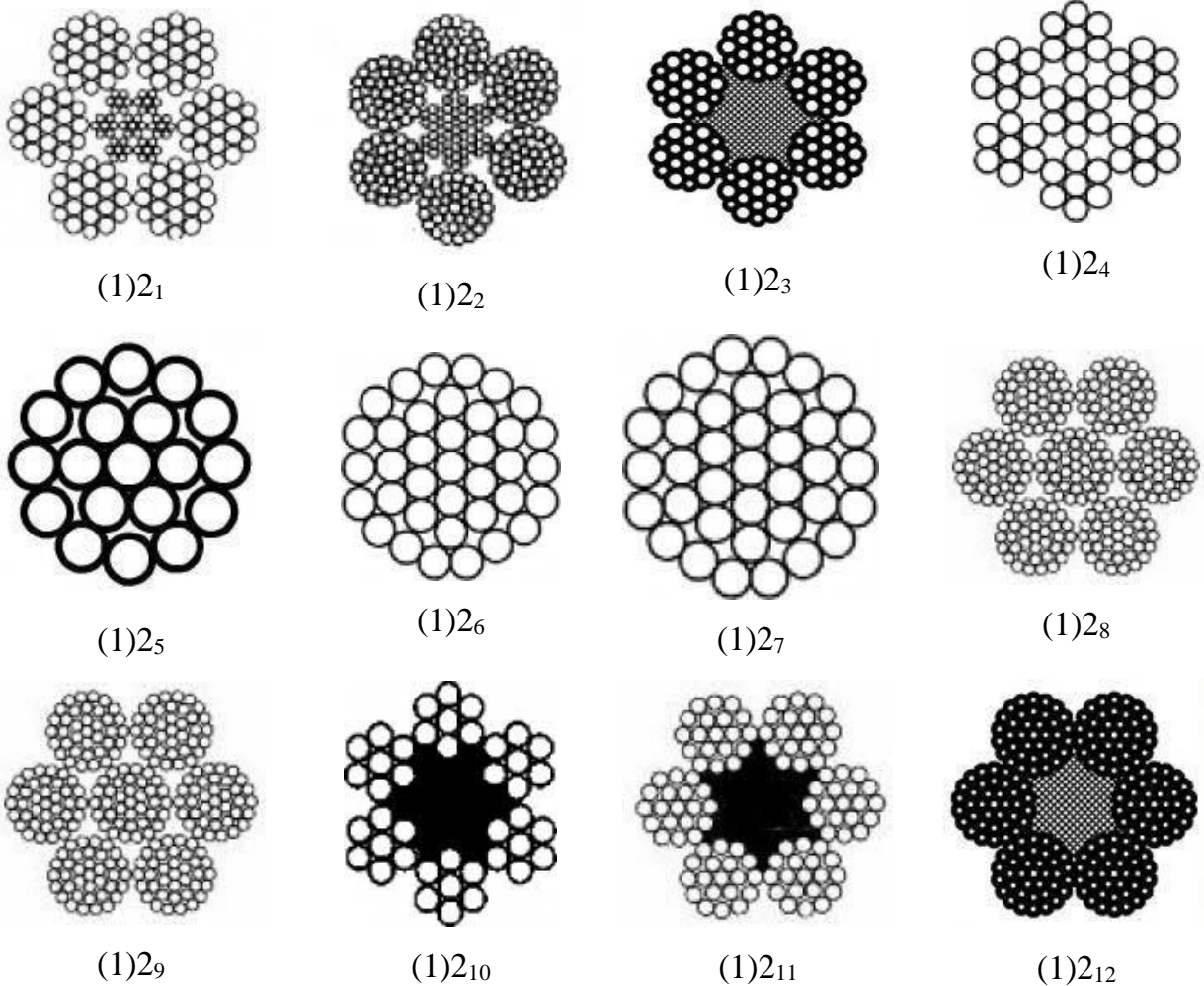


Рис. 2.4. Варіанти розміщення механізмів транспортування вантажу:
 (1)1₁ – U-подібне розміщення ; (1)1₂ – S-подібне розміщення; (1)1₃ –
 прямолінійне горизонтальне розміщення



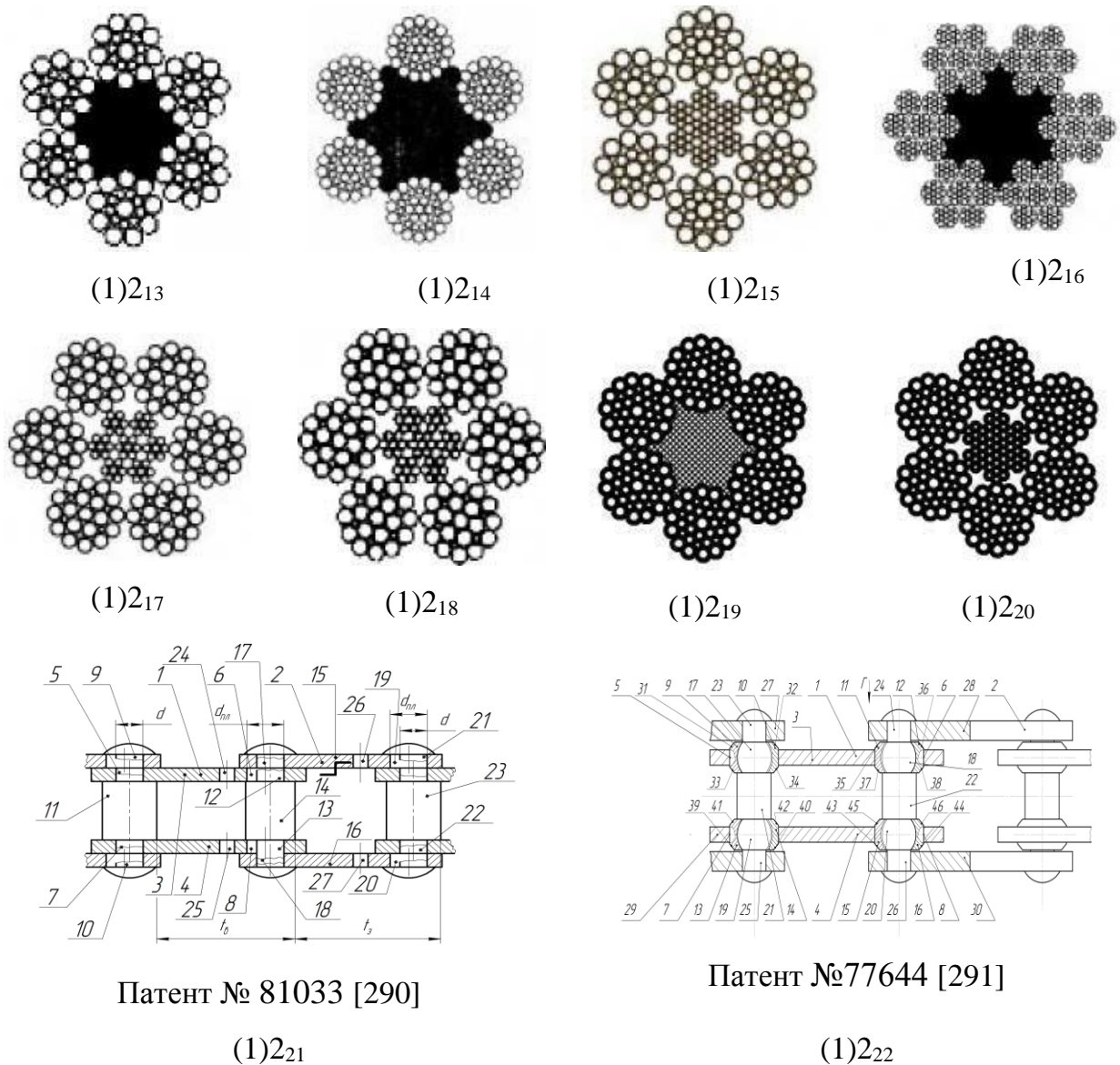


Рис. 2.5. Варіанти конструкцій тягових елементів : (1)2₁ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2₂ - канат сталевий типу ЛК-РО с металічним осердям; (1)2₃ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2₄ - канат сталевий одинарної завивки типу ЛК-О; (1)2₅ - канат сталевий одинарної завивки типу ТК; (1)2₆ - канат сталевий одинарної завивки типу ТК; (1)2₇ - канат сталевий судновий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2₈ - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2₉ - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2₁₀ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2₁₁ - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2₁₂ - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2₁₃ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2₁₄ - канат сталевий подвійної завивки типу ТЛК-О; (1)2₁₅ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2₁₆ - канат сталевий потрійної завивки типу ЛК-Р; (1)2₁₇ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2₁₈ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2₁₉ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-РО; (1)2₂₀ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2₂₁ - пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг; (1)2₂₂ - пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг підвищеної несучої здатності.

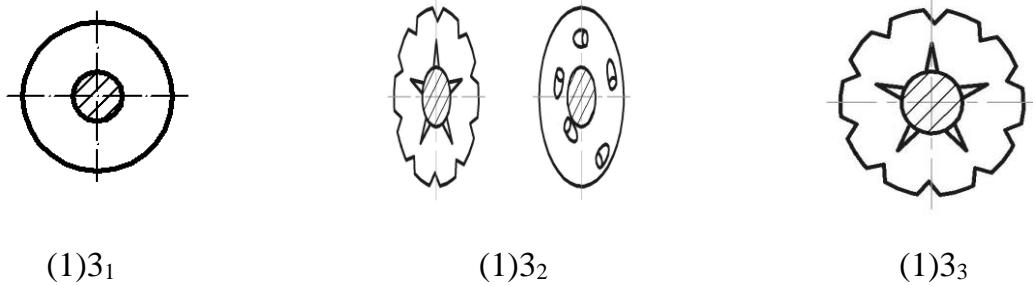


Рис. 2.6. Варіанти конструкцій подавальних дисків: (1)3₁ – круглий диск;
(1)3₂ – круглий диск з отворами; (1)3₃ – фасонний диск.

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів канатних конвеєрів використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 9936$ варіанти, що майже у 45 рази більше, ніж при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу: $N_{II} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 214$. Це вказує на доцільність використання запропонованого методу, що значно полегшує перебір альтернатив та пошук найкращих.

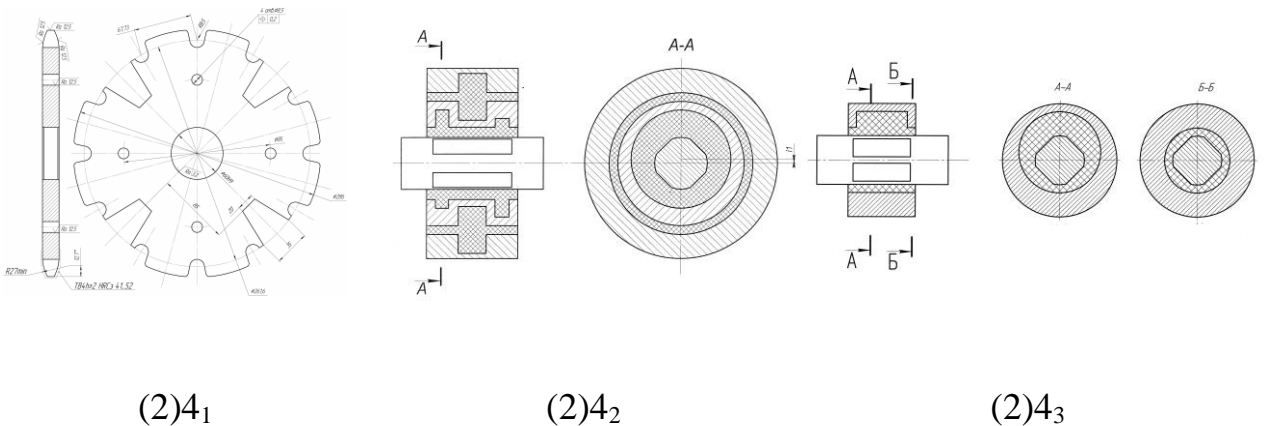


Рис. 2.7. Конструкції приводних елементів: (2)4₁ – привідна зірочка; (2)4₂ – еласто – металічний шарнір; (2)4₃ – еласто – металічний шарнір.

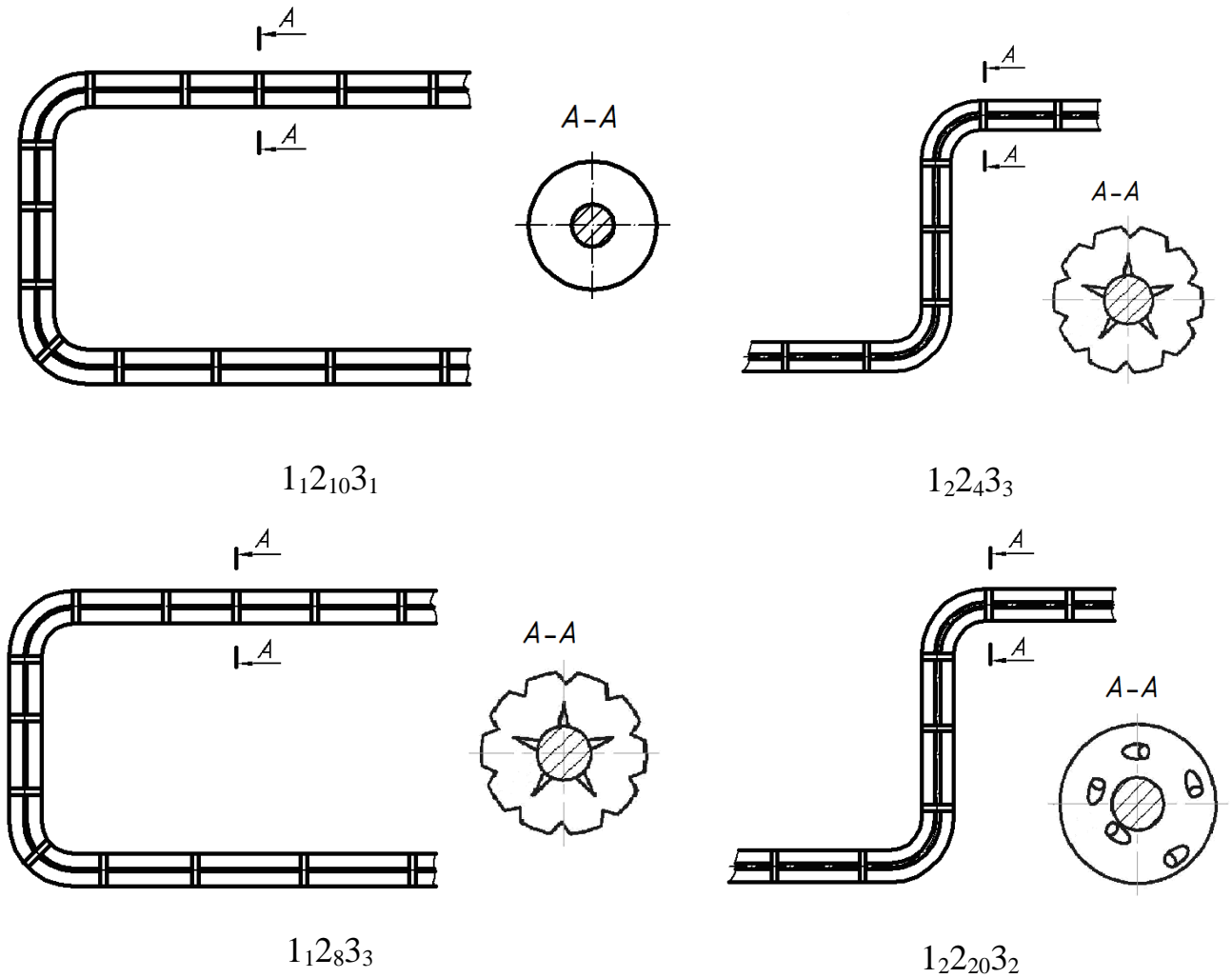


Рис. 2.8. Приклади компонок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

В результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами (рис. 2.9), які захищені патентами України на винаходи.

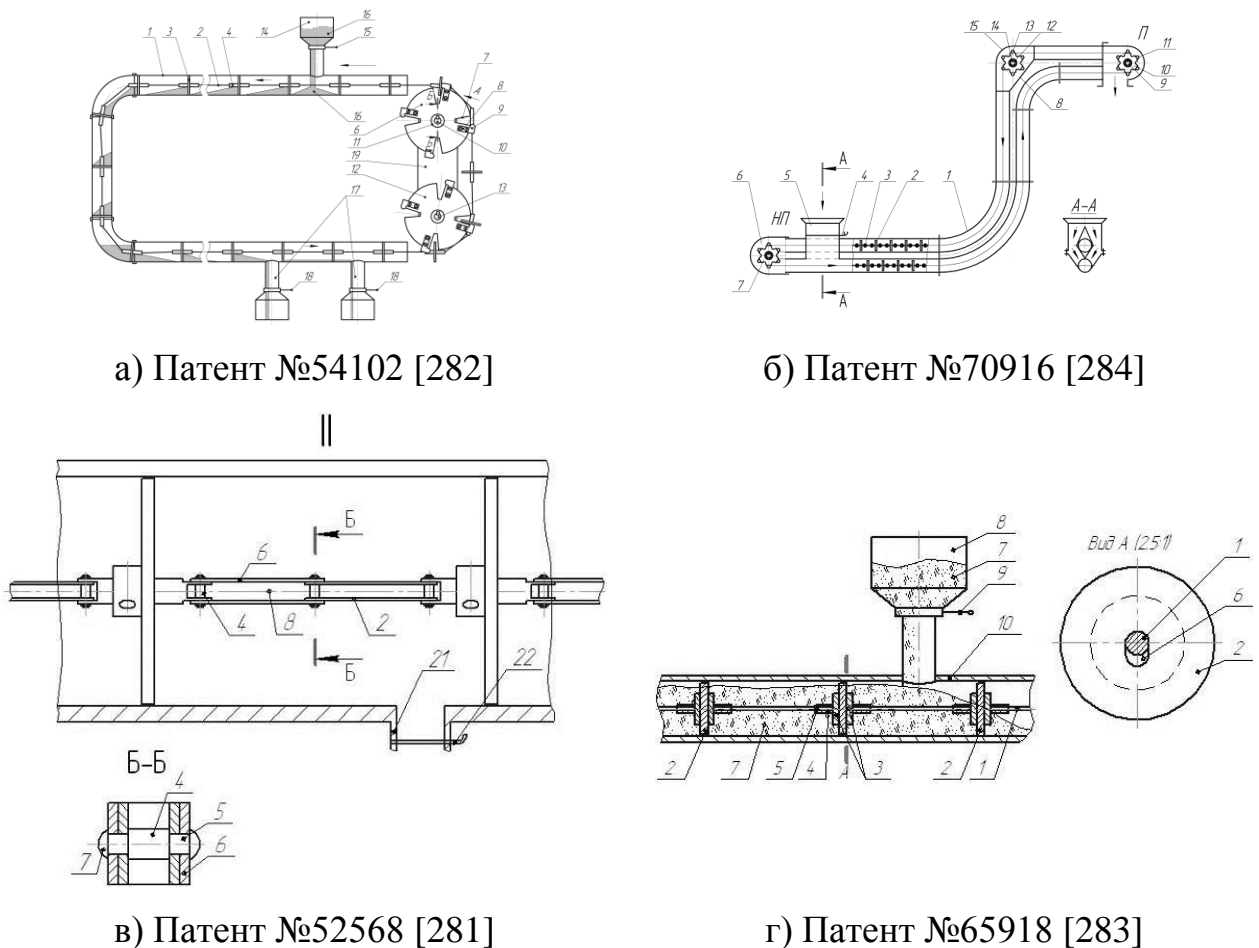


Рис. 2.9. Синтезовані конструкції енергоощадних транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами, захищених патентами України

2.3.2 Синтез технологічного оснащення гвинтових робочих органів сільськогосподарський машин методом навивання

Гвинтові робочі органи широко використовують у різних галузях народного господарства – для змішування, транспортування і необхідного переміщення сипких сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки, приготування сумішей для виготовлення абразивних інструментів тощо.

Важливим питанням проектування оснащення для навивання гвинтових заготовок є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості навивних операцій, а також розширення технологічних можливостей [216].

Розглянемо модель пристрою для формоутворення гвинтових заготовок, зображену на рис. 2.10. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – конструкція оправки; 2 – притискний механізм; до другої ієрархічної групи: 3 – пристрій для затискання кінця заготовки; до третьої ієрархічної групи: 4 – привід обертання. Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів гвинтових конвеєрів з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – конструкції оправок; 2_i – конструкції притискних механізмів; 3_i – конструкції пристроїв для затискання кінця заготовки; 4_i – варіанти приводів обертання. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: дві конструкції притискних механізмів - $(2_{12})^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: дві оправки - $(1_7 \cup 1_{92})$.

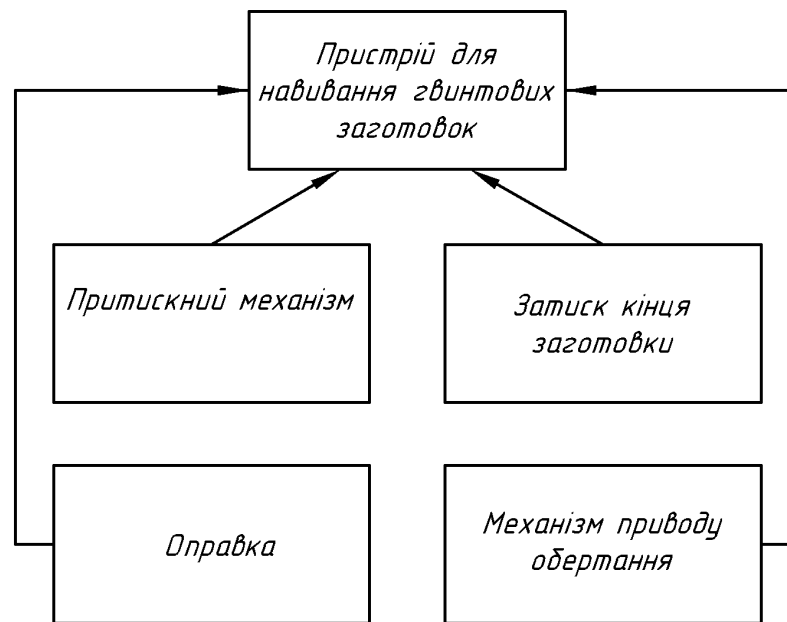


Рис.2.10. Структурна схема пристрою для навивання гвинтових заготовок

В результаті генерування альтернатив конструкцій, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 2.11):

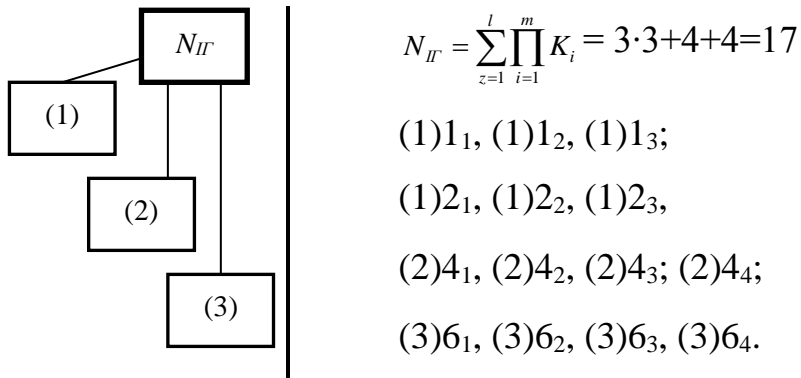


Рис. 2.11. Модель механічної системи «пристрій для навивання ГЗ»: (1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень; (3) - третій ієрархічний рівень

- для першого ієрархічного рівня: (1)1₁ - (1)1₃ (рис. 2.12); (1)2₁ - (1)2₉ (рис. 2.13);
- для другого ієрархічного рівня: (2)4₁ - (2)4₄;
- для третього ієрархічного рівня: (3)6₁ - (3)6₄.

Приклади компоновань конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені на рисунку 2.12.

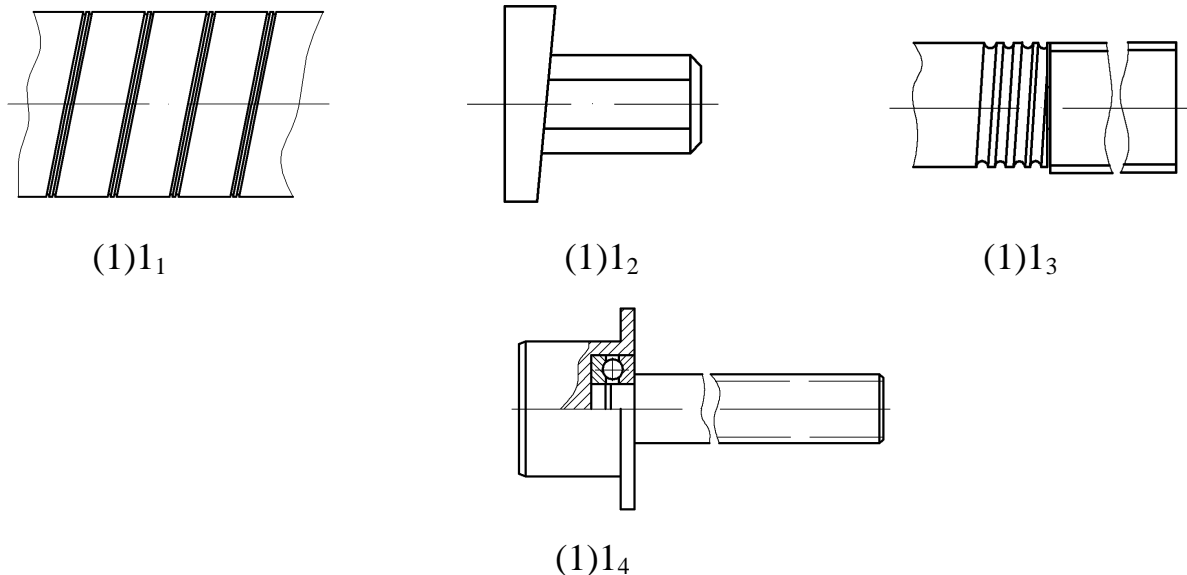


Рис. 2.12. Варіанти конструкцій оправок

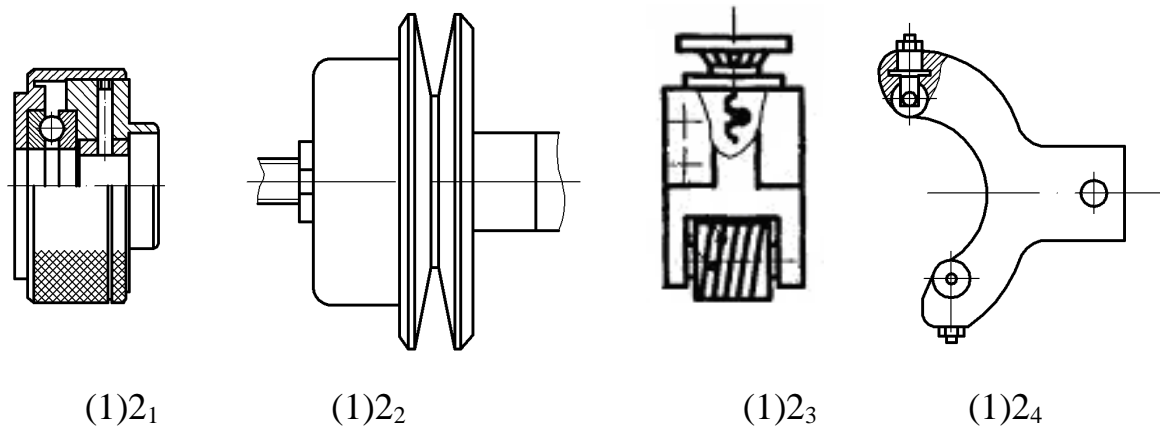
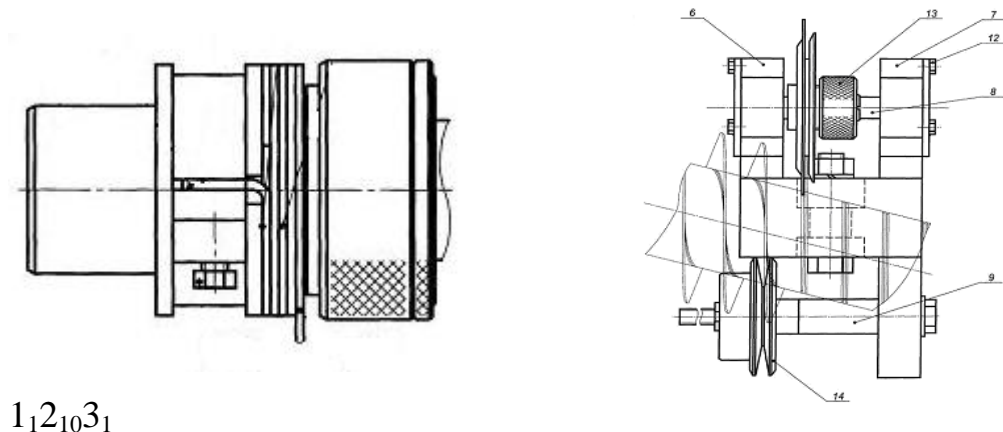


Рис. 2.13. Варіанти конструкцій притискних роликів

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів пристроїв для навивання гвинтових заготовок використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 144$ варіанти, що майже у 9 разів більше, ніж при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу: $N_{\text{Г}} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 17$. Це вказує на доцільність використання запропонованого методу, що значно полегшує перебір альтернатив та пошук найкращих.

1₁2₁₀3₁1₂2₄3₃

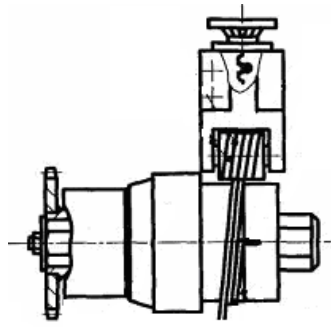
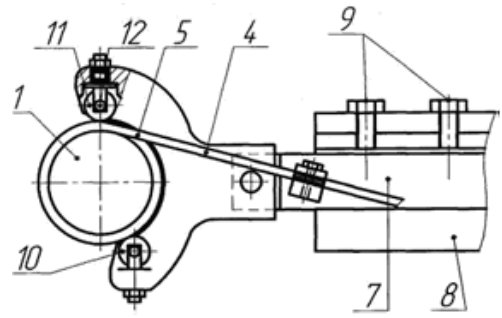
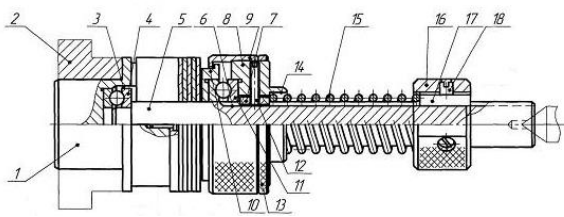
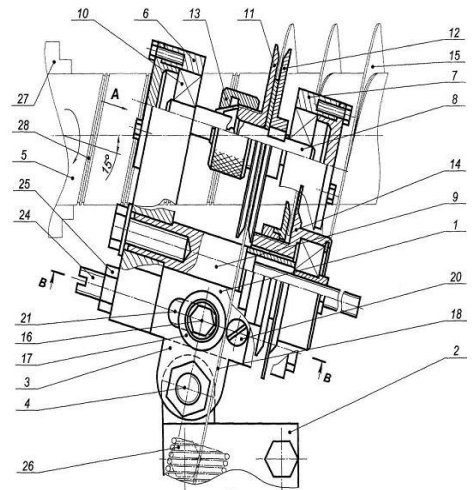
1₁2₈3₃1₂2₀3₂

Рисунок 2.14. Приклади конструювань конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

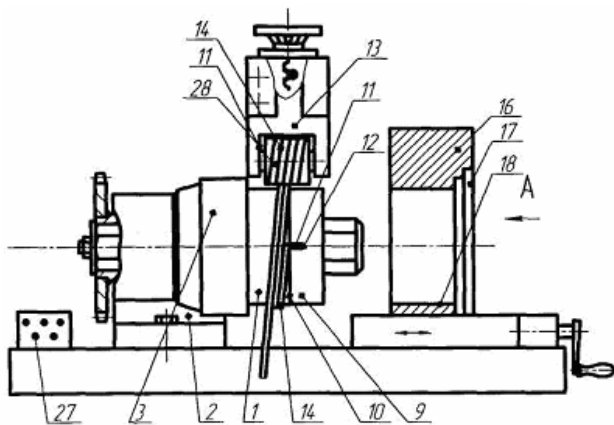
В результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів пристроїв для навивання гвинтових заготовок (рис. 2.15), які захищені патентами України на винаходи.



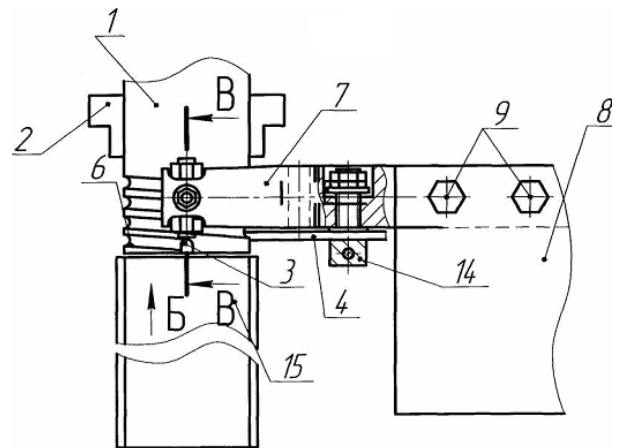
а)



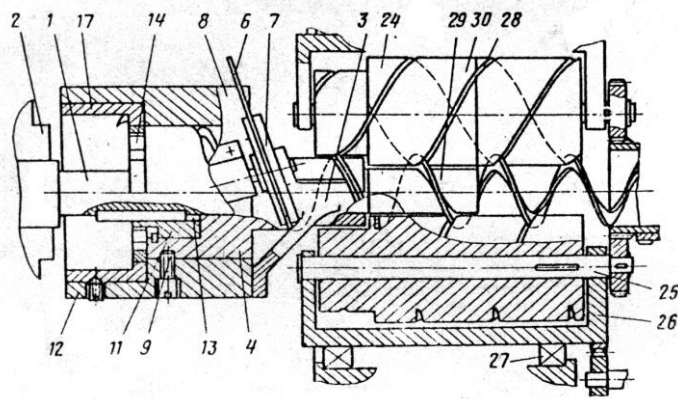
б)



в)



г)



д)

Рис. 2.15. Синтезовані конструкції пристроїв для навивання гвинтових заготовок, захищених патентами України: а) №65681; б) № 48611; в) №37301; г) №36854; д) №1563807

2.3.3 Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів сільськогосподарських машин змішувачів

Для пошуку нових ідей зі створення прогресивних конструкцій гвинтових робочих органів (ГРО) доцільно використовувати відомий метод морфологічного аналізу [60], що дає можливість отримати повну кількість рішень, та його модифікований варіант: метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [168], який передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при економії витрат, зусиль та часу.

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування та змішування матеріалів гвинтовими робочими органами шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [267] 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 2.4. Обрані наступні основні морфологічні ознаки ГРО: по жорсткості ГРО, по кількості заходів шнека,

лопатеві, суцільні, секційні, по наявності валу, розміщення шнеків. 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 елементів з метою спрощення моделі, що дозволить мінімізувати кількість генерованих варіантів.

Морфологічну модель ГРО можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці:

$$N_{ГРО} = \begin{array}{c} \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \\ 4.7 \\ 4.8 \\ 4.9 \\ 4.10 \\ 4.11 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} \right| \end{array} \quad (2.4)$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГРО, яка входять в морфологічну матрицю (2.4), є дуже значною $N = 4752$ і важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень.

Таблиця 2.4

Гвинтові робочі органи змішувачів

1. По жорстості	2. По кількості заходів шнека	3. Лопатеві	4. Суцільні	5. Секційні	6. По наявності валу	7. Розміщення шнеків
1.1 Жорсткі	2.1. Однозахідні	3.1 з плоскими лопатками	4.1 Стрічкові	5.1 Зедання пластмасовими	6.1 З валом	7.1 шнек в шнеку
1.2 Гнучкі	2.2 Двозахідні	3.2 з вигнутими лопатками	4.2 Гофровані по всій поверхні	5.2 Зедання втулками	6.2 Без валу	7.2 співвісно
	2.3 Багатозахідні	3.3 з фасонними лопатками	4.3 Гофровані по зовнішньому контуру	5.3 Зедання карданного типу		7.3 Неспіввісно
			4.4 Гофровані по внутрішньому контуру	5.4 Болтове зедання секцій		
			4.5 Спиральні			
			4.6 Широкополосні			
			4.7 Фасонні	Пальцеве зедання		
			4.8.Пружинні	сецій		
			4.9 Г-подібні			
			4.10 З перемичками			
			4.11 Тарільчасті			

Згідно запропонованого групування до першої підгрупи першого ієрархічного рівня моделі механічної системи «Гвинтовий робочий орган» (рис. 2.16) [218] слід віднести такі конструктивні елементи: лопатеві гвинтові ГРО, суцільні ГРО, секційні ГРО; класифікацію ГРО по жорсткості та по кількості заходів шнеків; до третього ієрархічного рівня: розташування шнеків та наявність в них валу (гнучкого чи суцільного).

Використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів ГРО з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – класифікація по жорсткості шнека; 2_i – класифікація по кількості заходів шнека; 3_i – шнеки з лопатками; 4_i – суцільні ГРО; 5_i – секційні ГРО; 6_i – вал шнека; 7_i – розміщення шнеків. 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 - $(8_1 \cup 8_3)$.

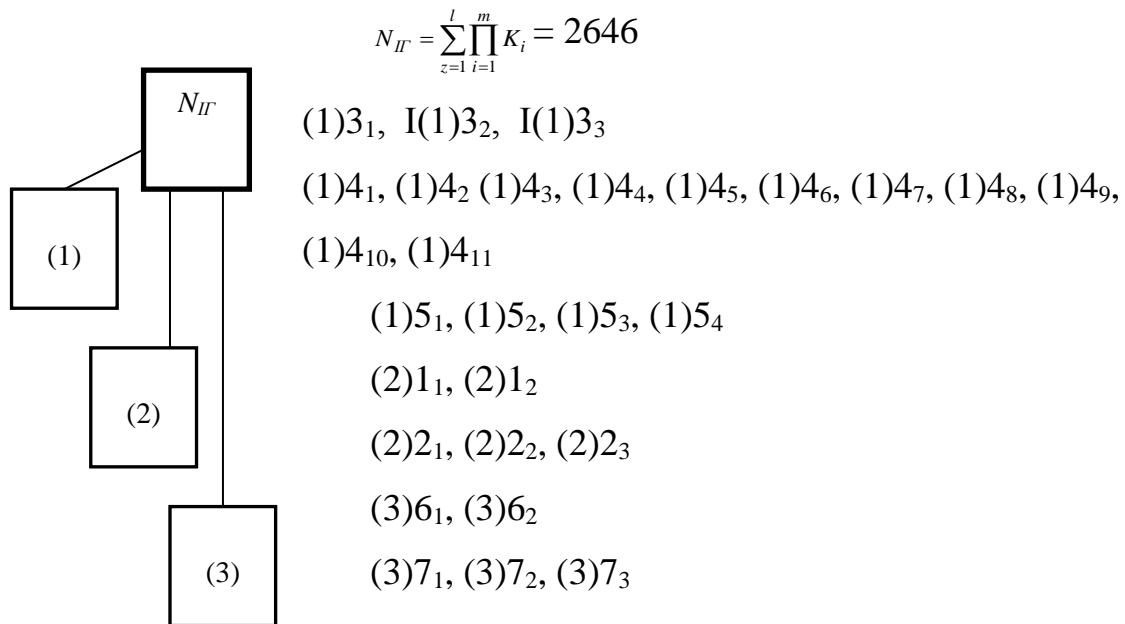
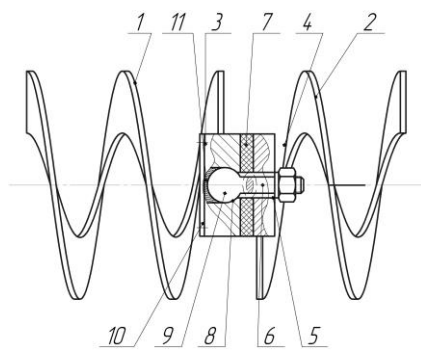


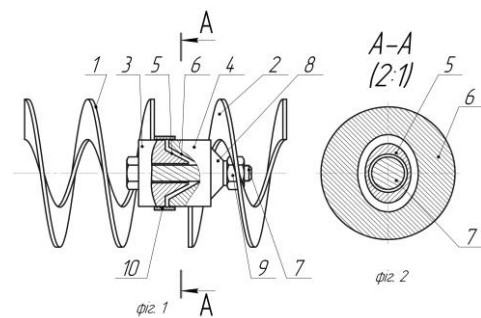
Рис. 2.16. Модель механічної системи «гвинтовий робочий орган»: (1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень; (3) - третій ієрархічний рівень

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГРО використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 4752$ варіанти. Проведемо підрахунок генерованих альтернатив для обох підгруп першого ієрархічного рівня. Так кількість альтернатив для першого ієрархічного рівня становитиме: $N_{(1)} = 3 \cdot 11 \cdot 4 = 132$. Для другого ієрархічного рівня кількість альтернатив становитиме: $N_{(2)} = 2 \cdot 3 = 6$, а для третього: $N_{(3)} = 2 \cdot 3 = 6$. Загальна кількість варіантів ГРО при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з розбивкою на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу становитиме: $N_{IT} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 132 + 6 + 6 = 144$, що у 33 рази менше, ніж при використанні класичного методу синтезу за допомогою морфологічного аналізу.

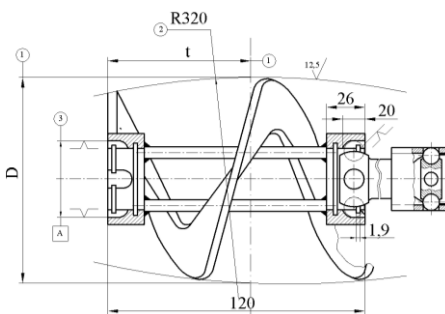
Провівши аналіз конструктивних рішень по згенерованих варіантах отримано працездатні конструкції ГРО.



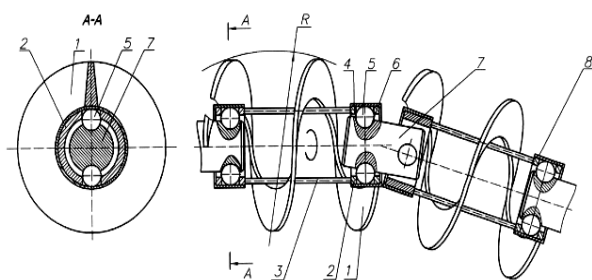
a)



б)



в) Патент на корисну модель № 18401



з) Патент на корисну модель № 78121

Рис.2.17 Конструкції гвинтових робочих органів

2.3.4 Синтез гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами

Гнучкі гвинтові конвеєри мають використання у різних галузях народного господарства при транспортуванні й необхідному переміщенні сільськогосподарських продуктів тощо. Тому, для забезпечення високої продуктивності та якості виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами необхідно використовувати у їх конструкціях ефективні гвинтові робочі органи.

Для пошуку нових ідей зі створення прогресивних конструкцій гвинтових робочих органів (ГРО) доцільно використовувати відомий метод морфологічного аналізу [168], що дає можливість отримати повну кількість рішень, та визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основі чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Морфологічна таблиця ознак конструктивних елементів гнучкого гвинтового конвеєра

Привід			Гвинтовий робочий орган				Завантажувальний механізм			
1. Вид	2. Вид руху	3. Кількість	Конструкція гвинта			8. Конструкція з'єднання	9. Конструкція жолоба	10. Процес	11. Тип	
			4. Профіль спіралі	5. Частинна	6. Суцільна	7. Комбінація спіралі				
1.1. Електропривід 1.2. Пневмопривід 1.3. Двигун внутрішнього згорання 1.4. Гідропривід 1.5 ДВЗ	2.1. Безперервний 2.2. Циклічний 2.3. 3-прискореннями 2.4 Кроковий	3.1. Один 3.2. Два 3.3. Кілька	4.1. Вузькополосна 4.2. Широкополосна 4.3. Гофрована 4.4. Г-подібна чи нахилена 4.5. Лопатева 4.6. З вирізами чи отворами 4.7. Пружинна	5.1. Карданна 5.2. Шарнірна 5.3. Секційна	6.1. Безвальна 6.2. 3-гнучким простим валом 6.3. 3-гнучким валом	7.1. Однотипова 7.2. Комбінована	8.1. Зубчате 8.2. Заклепкове 8.3. Зварне 8.4. Болтове 8.5. Пальцеве 8.6. 3 внутрішнім з'єднанням секцій 8.7. 3 зовнішнім з'єднанням секцій 8.8. 3 внутрішнім зовнішнім з'єднанням секцій 8.9. Еліпсне 8.10. Кулькове	9.1. Суцільна 9.2. Секційна	10.1. Гравітаційний 10.2. Примусовий 10.3. Роздільний 10.4. 3 калібруванням 10.5. 3 подрібненням 10.5. 3 додатковими технологічними операціями 10.6. Багатоланковий	11.1. Бункер 11.2. Насадка 11.3. Завантажувальний пристрій

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГТК використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме 1632960 варіанти. Проведемо підрахунок генерованих альтернатив для обох підгруп першого ієрархічного рівня. Так кількість альтернатив для першої підгрупи першого ієрархічного рівня становитиме: $N_{I(1)} = 3 \cdot 2 \cdot 10 = 60$, а кількість альтернатив для другої підгрупи:

$N_{II(1)} = \sum_{r=1}^l t_r \cdot K_i = 3$ (де t_r – кількість елементів r -ї альтернативи певного ієрархічного рівня; K_i – альтернатива конструктивного елементу певного ієрархічного рівня).

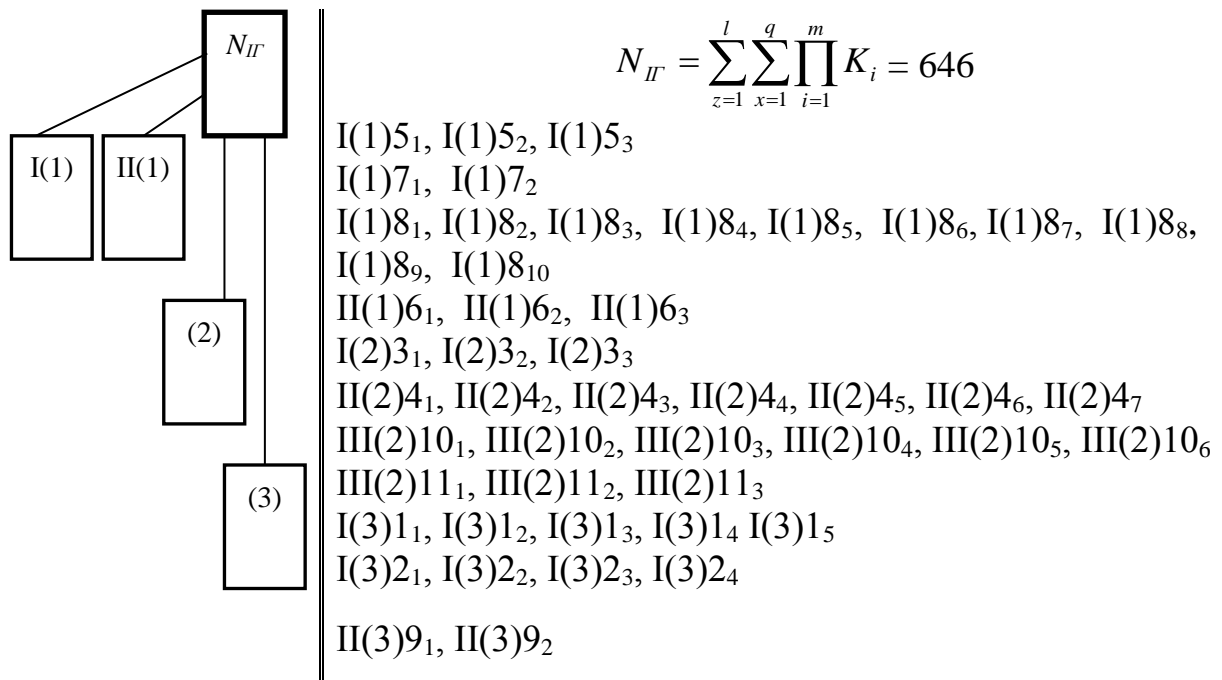


Рис. 2.18 Модель механічної системи «Гнучкий гвинтовий конвеєр»: I – перша підгрупа ієрархічного рівня; II – друга підгрупа ієрархічного рівня; III – третя підгрупа ієрархічного рівня; (2) – другий ієрархічний рівень; (3) – третій ієрархічний рівень

Загалом кількість альтернатив для першого ієрархічного рівня становитиме: $N_{(1)} = 63$. Для другого ієрархічного рівня кількість альтернатив становитиме: $N_{(2)} = 3 + 7 + 6 \cdot 3 = 28$, а для третього: $N_{(3)} = 4 \cdot 3 + 2 = 14$. Загальна кількість генерованих варіантів ГТК при використанні

запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з розбивкою на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу становитиме 102 варіанти, що в 16 тис. разів є менше, ніж при використанні класичного методу синтезу.

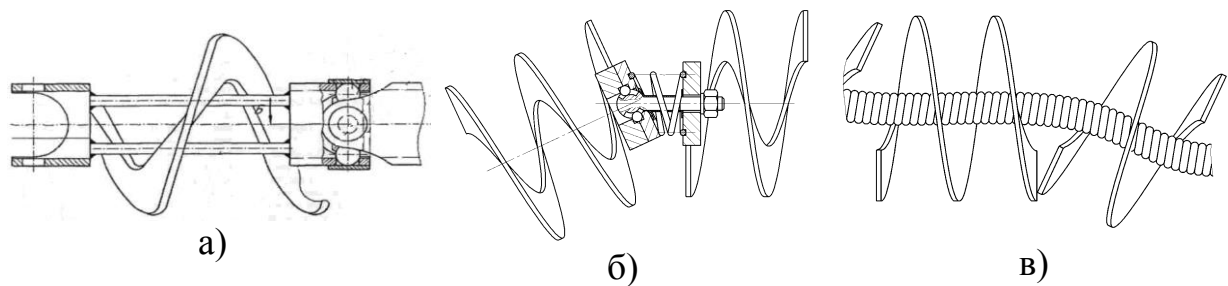


Рис. 2.19 Варіанти конструкцій частинних гвинтів: а) карданний; б) шарнірний; в) секційний

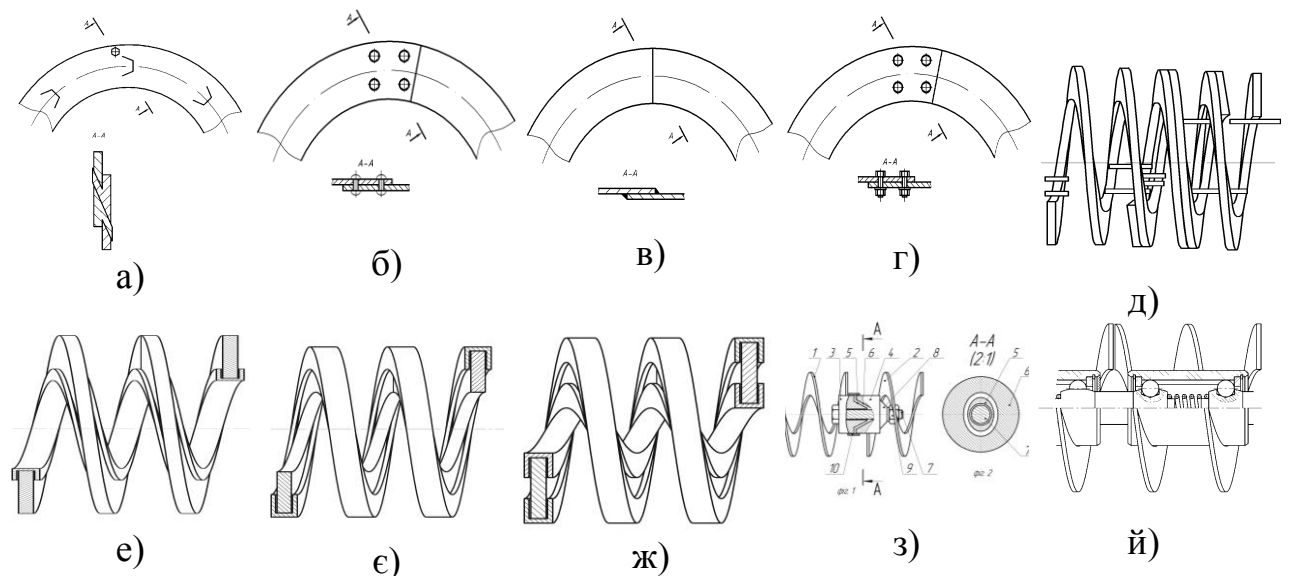


Рис. 2.20. Варіанти конструкцій з'єднань гвинтів: а) зубчате; б) заклепкове; в) зварне; г) болтове; д) пальцеве; е) з внутрішнім з'єднанням секцій; е) із зовнішнім з'єднанням секцій; ж) з внутрішнім та зовнішнім з'єднанням секцій; з) еліпсне; й) кулькове

При конструюванні ГРО необхідно враховувати ряд факторів, до яких слід віднести продуктивність виконання процесу ГГК, надійність і якість забезпечення процесу, вартість виготовлення та експлуатації ГРО. Виходячи з цього доцільна схема конструювання ГРО може передбачати проведення синтезу елементів ГРО з їх подальшим копонуванням у доцільні конструктивні

схеми, відбір експертним методом найбільш раціональних конструкцій, та вибір найкращої з допомогою певної моделі.

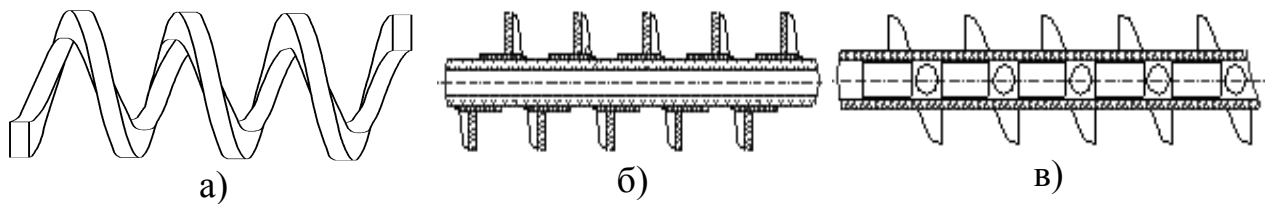


Рис. 2.21. Варіанти конструкцій суцільних гвинтів: а) безвальний; б) з гнучким простим валом; в) з гнучким комбінованим валом

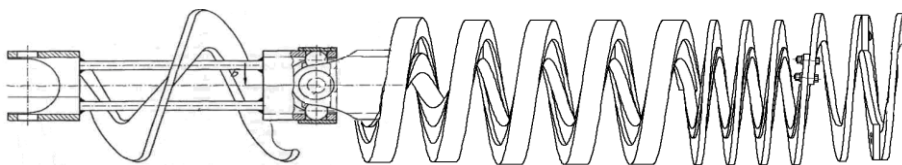
Вибір ГРО проводиться шляхом пошуку конструкції з певної групи максимізації позитивних сукупності альтернативних варіантів за формулою [60]:

$$A_n = \frac{k_{cob} \cdot k_{ваг1} + k_{пр} \cdot k_{ваг2} + k_{як} \cdot k_{ваг3} + k_{ми} \cdot k_{ваг4}}{k_{ваг1} + k_{ваг2} + k_{ваг3} + k_{ваг4}}, \quad (2.7)$$

де k_{cob} , $k_{пр}$, $k_{як}$, $k_{ми}$ – відповідно коефіцієнти зведеної собівартості, продуктивності, якості виконання процесу та запасу міцності з врахуванням динамічного навантаження слабшої ланки ГРО; $k_{ваг1}$, $k_{ваг2}$, $k_{ваг3}$, $k_{ваг4}$ – відповідно ваги показників сумарної собівартості, продуктивності, якості виконання процесу та запасу міцності з врахуванням динамічного навантаження слабшої ланки ГРО, що враховують їх важливість і пріоритетність, $k_{ваг} = 1 \dots 10$.

Багато часу слід приділити вибору найкращих рішень із загальної кількості варіантів конструктивних виконань ГРО, що входять в морфологічну матрицю, адже їх багато і не кожен піддається повному перебору. Прийняття рішення ускладнює декілька варіантів секцій гвинта. Тому важливе значення приділяється характеру виконання транспортно-технологічного процесу і навантаження на гвинт при вибір варіанту конструкції ГРО. Якщо принцип вибору зведеться до пошуку альтернативи з вимоги забезпечення оптимальної міцності та зведеної собівартості ГРО, то моделі кількість коефіцієнтів

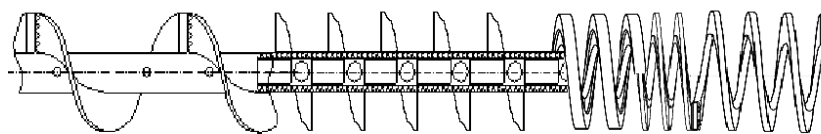
скоротиться до двох при конструюванні ГРО враховуючи певні умови роботи (заданої продуктивності, розмірів та нехтування якістю виконання процесу). Це, призводить до пошуку оптимальних рішень по створенню конструкцій жорстких і гнучких ГРО (рис. 2.22) з врахуванням їх повної собівартості які включають обсяг виробництва і тип виробництва. Для забезпечення проектування спіралей в залежності від характеру навантаження, та генерації значної кількості працездатних конструкцій альтернативних варіантів ГРО використано метод синтезу (рис. 2.22). Для виконання вище сказаного використовуємо певне обмеження у принципі компоновання конструктивних елементів ГРО у порядку зростання чи зменшення їх жорсткостей. У цьому випадку кількість синтезованих конструкцій ГРО різко зменшиться.



а)



б)



в)

Рис. 2.22. Приклади синтезованих шнеків:

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

2.4. Методологія вибору транспортно-технологічних механізмів

Як було зазначено у підрозділі дисертаційного дослідження 2.3, специфіка виконання транспортно-технологічних механізмами машин полягає в тому, що в процесі роботи досить часто виникають різноманітні перевантаження, що призводять до поломок робочих органів. Виходячи з цього приводи ТТМ, які виконують широку гамму технологічних операцій, потрібно оснащувати оптимальними захисними пристроями, які б у повній мірі відповідали умовам роботи та характеристикам перевантажень відповідних машин. Це зумовлює необхідність правильного підбору та їх класифікації в залежності від характеру операцій, а саме: величини передавального моменту; частоти обертання; вартісних показників; якісних показників.

Як правило, стандартні КЕ закупаються на ринку чи напряму в заводів-виготовлювачів (електродвигуни, редуктори, елементи керування, силові кабелі тощо). Розрахунок виробничої собівартості типових КЕ напряму пов'язаний із матеріальними витратами на їх виготовлення й укрупнено визначається за формулою [60]:

$$C_r = k_{сер} \cdot k_{ев} \cdot k_{мп-з} \cdot m_m \cdot C_m - m_в \cdot C_в, \quad (2.8)$$

де $k_{сер}$ – коефіцієнт серійності, що враховує обсяги виготовлення КЕ, для одиничного виробництва: $k_{сер од} = 1,25 \dots 1,5$, для серійного виробництва: $k_{сер с} = 1,01 \dots 1,25$, для масового виробництва: $k_{сер м} = 1$; $k_{ев}$ – коефіцієнт, що враховує відношення витрат при виготовленні КЕ: виробнича собівартість / витрати на матеріали, $k_{ев} = 1,35 \dots 2$; m_m – маса сортового металопрокату, який використовується для виготовлення КЕ, кг; C_m – усереднена ціна сортового металопрокату, грн.; $m_в$ – маса відходів з металопрокату, кг; $C_в$ – усереднена ціна відходів з металопрокату, грн.

При розрахунку виробничої собівартості оригінальних КЕ 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 напряму

пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення і матеріальними витратами на їх виготовлення, й може бути проведений за формулою [60]:

$$C_y = k_{cep} \cdot k_{скл} \cdot ((k_{mp-3} \cdot k_{дм} \cdot (\sum_{z=1}^l n_z \cdot Ц_z + \sum_{j=1}^q m_j \cdot Ц_j - \sum_{j=1}^q m_{ej} \cdot Ц_{ej}) + (k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} + k_{зв}) \cdot (c_1 \cdot \sum_{e=1}^w T_e + c_2 \cdot T_r) + k_{вен} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot Ц_j) \quad (2.9)$$

де $k_{скл}$ – коефіцієнт, що враховує конструктивну складність виготовлення КЕ, $k_{скл} = 1 \dots 1,5$; $k_{дм}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на додаткові матеріали, $k_{дм} = 1,01 \dots 1,05$; l – кількість видів комплектуючих, які використовуються для виготовлення КЕ; n_z – кількість комплектуючих z -го виду, які використовуються для виготовлення КЕ; $Ц_z$ – 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.; $k_{зв}$ – коефіцієнт, що враховує загальновиробничі 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, $k_{вен} = 1,05 \dots 1,2$.

Часткові рішення при визначенні собівартості окремих видів конвеєрів є наступними (у приведених формулах вартість запобіжних чи пружних муфт є стандартними, але слід враховувати, що вони можуть бути також і типовими чи оригінальними КЕ):

- визначення собівартості трубчастого скребкового конвеєра (ТСК) можна проводити за формулою [60, 198]:

$$C_{ТСК} = k_{mp-3} \cdot (B_{нТСК1} + B_{нТСК2} + B_{нТСК3} + B_{нТСК4}) + C_{rТСК5} + C_{rТСК6} + C_{rТСК7} + i_{ТСК} \cdot C_{yТСК8} + C_{yТСК9} + k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h \quad (2.10)$$

де B_{nTCK1} – вартість приводу (електродвигуна), грн.; B_{nTCK2} – вартість редуктора, грн.; B_{nTCK3} – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.; B_{nTCK4} – вартість елементів керування, грн.; C_{rTCK5} – собівартість жолоба, грн.; C_{rTCK6} – собівартість елементів розвантаження, грн.; C_{rTCK7} – собівартість з’єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; i_{TCK} – кількість передач (спеціальних зірочок з кріпленням), шт.; C_{yTCK8} – собівартість передач, грн.; C_{yTCK9} – собівартість робочого органу ТСК, грн.;

- визначення собівартості гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) можна проводити за формулою [60]:

$$C_{ГГК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nГГК1} + B_{nГГК2} + B_{nГГК3} + B_{nГГК4} + B_{nГГК5}) + C_{rГГК6} + C_{rГГК7} + C_{yГГК8} + k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.11)$$

де $B_{nГГК1}$ – вартість приводу (електродвигуна), грн.; $B_{nГГК2}$ – вартість передачі чи редуктора, грн.; $B_{nГГК3}$ – вартість запобіжної (пружно-запобіжної) муфти, грн.; $B_{nГГК4}$ – вартість елементів керування, грн.; $B_{nГГК5}$ – вартість гнучкого трубопроводу, грн.; $C_{rГГК6}$ – собівартість елементів завантаження, пересипу і розвантаження, грн.; $C_{rГГК7}$ – собівартість з’єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; $C_{yГГК8}$ – собівартість гнучкого гвинтового робочого органу ГГК, грн.;

- визначення собівартості жорсткого складного гвинтового конвеєра (ГК) можна проводити за формулою [60]:

$$C_{ГК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nГ1} + B_{nГ2} + B_{nГ3} + B_{nГ4}) + i_{ГК} \cdot C_{rГ5} + C_{rГ6} + C_{rГ7} + i_{ГК} \cdot C_{yГ8} + k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.12)$$

де $B_{nГ1}$ – вартість приводу (електродвигуна), грн.; $B_{nГ2}$ – вартість передачі чи редуктора, грн.; $B_{nГ3}$ – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.; $B_{nГ4}$ – вартість елементів керування, грн.; $i_{ГК}$ – кількість жолобів (шнеків), шт.; $C_{rГ5}$ – собівартість жолоба, грн.; $C_{rГ6}$ – собівартість елементів завантаження, пересипу і розвантаження, грн.; $C_{rГ7}$ – собівартість з’єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; $C_{yГ8}$ – собівартість жорсткого шнека ГК, грн.;

- визначення собівартості гнучкого пневматичного конвеєра (ПК) можна проводити за формулою [60, 198]:

$$C_{ПК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nП1} + B_{nП2} + B_{nП3}) + C_{rП4} + C_{rП5} + C_{yП6} + C_{yП7} + k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.13)$$

де $B_{nП1}$ – вартість компресора (турбомашини, вакуум-насоса), грн.; $B_{nП2}$ – вартість гнучкого трубопроводу, грн.; $B_{nП3}$ – вартість елементів керування, грн.; $C_{rП4}$ – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; $C_{rП5}$ – собівартість жорсткого трубопроводу, грн.; $C_{yП6}$ – собівартість елементів завантаження (всмоктувального наконечника, живильника, шлюзового затвору тощо), грн.; $C_{yП7}$ – собівартість елементів пересипу (вантажовідділювача, фільтрів тощо), грн.

Експлуатаційні витрати при використанні трубчастих скребкових, пневматичних і гнучких та жорстких складних гвинтових конвеєрів за весь термін складатимуться із 4-х видів витрат: енергетичних; на основну і допоміжну заробітну плату операторів і нарахування на них; пов'язаних із пошкодженням частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів; на монтаж-демонтаж. Усі зазначені види експлуатаційних витрат для об'єктивності розрахунків (враховуючи фактор зміни вартості грошей у часі) доцільно звести за весь період до 1-го року. Експлуатаційні витрати укрупнено визначаються за формулою [60, 62]:

$$C_E = \sum_{t=1}^x (k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot k_{пот} \cdot P_{вст} \cdot Ц_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot c_4 \cdot N_{оп} \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot \Phi_{ефр} + k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot P_{пошк} \cdot m_{ваит} \cdot Ц_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + N_{скл} \cdot c_5 \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot (N_m \cdot T_b + N_d \cdot T_d)) / (1+u)^t, \quad (2.14)$$

де t – номер року використання; x – термін експлуатації конвеєра, роки; $k_{вик}$ – коефіцієнт використання за зміну протягом року; $k_{зм}$ – кількість змін використання, $k_{зм}$: 1, 2, 3; $k_{пот}$ – коефіцієнт використання приводів по потужності, $k_{пот} = 0,65 \dots 0,95$; $P_{вст}$ – 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 конвеєрів, грн.; $N_{оп}$ – 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; $m_{вант}$ – маса перевантаженого вантажу протягом однієї години, кг; $C_{ен}$ – вартість вантажу, грн./кг; $N_{скл}$ – кількість працівників, що зайняті у процесі монтажу-демонтажу, чол.; c_4 – 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 технічний огляд і ремонт конвеєрів за весь термін експлуатації укрупнено визначаються за формулою [265]:

$$C_{ТО} = \sum_{t=1}^x (C_B \cdot k_{nc} \cdot k_{nod} \cdot k_{np}) / (1+u)^t, \quad (2.15)$$

де k_{nc} – коефіцієнт переводу виробничої собівартості у повну (враховує величину адміністративних і позавиробничих витрат), $k_{nc} = 1,1 \dots 1,7$; k_{nod} – коефіцієнт, що враховує величину податку на додану вартість; k_{np} – коефіцієнт річного відрахування на ТО і ремонт, $k_{np} = 1,05 \dots 1,2$.

Кінцевий вибір конвеєра для транспортування сипких вантажів по криволінійних траєкторіях з наявних альтернатив можна здійснювати за формулою [60]:

$$A = C_B + C_E + C_{ТО} + \sum_{t=1}^x (B_M \cdot k_{im}) / (1+u)^t, \quad (2.16)$$

де B_M – ймовірний річний обсяг втрат, що виникають внаслідок пошкодження транспортованого матеріалу; k_{im} – коефіцієнт, що враховує обсяг транспортуючих матеріалів, у яких виникають втрати в загальному обсязі протягом року, $k_{im} = 0 \dots 1$.

2.5. Висновки

1. Розроблено класифікацію транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарського призначення і визначено їх функціональні можливості за конструктивними ознаками, за особливостями РО і характером виконання операцій, напрямком руху, а також за видом транспортуючих матеріалів і

способів виготовлення робочих органів які захищені патентами на корисні моделі України.

2. Розроблена модель вибору конструктивних конвеєрів для транспортування сільськогосподарських матеріалів по криволінійних траєкторіях з врахуванням ймовірних обсягів витрат, що виникають внаслідок пошкодження матеріалу, сукупних витрат, які включають собівартість виготовлення, експлуатації, технічний огляд та ремонт.

3. Розроблено структурний синтез трубчастих скребкових конвеєрів, технологічного оснащення для навивання гвинтових заготовок, гвинтових робочих органів механізмів машин методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням, який представлено у вигляді морфологічних матриць, що утворюються шляхом числового визначення відповідних альтернатив морфологічної таблиці. Серед різних варіантів синтезованих схем трубчастих скребкових конвеєрів, технологічного оснащення для навивання гвинтових заготовок, гвинтових робочих органів механізмів машин шляхом експертної оцінки обрано моделі, які мають покращені експлуатаційні характеристики і можуть бути використанні при конструюванні ТТМСМ.

4. Розроблена методологія вибору транспортно-технологічних механізмів. в залежності від їх функціонального призначення вартісних і якісних показників. Виведені аналітичні залежності та розроблена методика підбору і визначення доцільності їх використання в конструкціях будь-якої машини. Встановлено, що втрати від пошкодження транспортування матеріалів при їх перевантаженні бувають в десятки разів вищими за сукупну вартість конвеєра.

РОЗДІЛ III.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТНО - ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

3.1. Фізична та математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток трубчастих скребкових канатних конвеєрів

Дослідження динамічних процесів машин та механізмів на базі лінійних розрахункових моделей не дають змоги пояснити багато явищ, що їх супроводжують. Для випадку коливальних систем (привідного канату трубчастого скребкового конвеєра у тому числі) це, в першу чергу, комбінаційні резонанси, залежність частоти коливань від амплітуди, відсутність принципу суперпозиції, втрата стійкості [12, 15,20, 22, 170-171, 250, 370-371. 375] тощо. Одночасно коливальні процеси, які супроводжують технологічні процеси, як правило, призводить до небажаних явищ: появляються значні деформації, знижується в кінцевому результаті довговічність експлуатації вузлів та механізмів складовими частинами яких вони є. У зв'язку із цим всебічний аналіз динамічних явищ на базі нелінійних розрахункових моделей має велике практичне значення. Для гнучких привідних елементів (канат) конвеєрів [282] він дозволяє ще на стадії проектування визначати спектр власних частот, вибирати параметри та режими експлуатації таким чином, щоб уникнути резонансні явища у них, а значить, забезпечити довготривалу їх експлуатацію. Зробити це можна тільки на основі побудови та аналізу розв'язків математичних моделей, які адекватні динамічному процесу.

Саме побудова аналітичних розв'язків нелінійних математичних моделей коливань гнучких елементів привідних елементів трубчастих скребкових канатних конвеєрів, які ураховують постійну складову швидкості їх руху та аналіз на їх основі впливу кінематичних, фізико-механічних, геометричних параметрів на динамічний процес є предметом роботи.

Вона базується на: а) принципі одночастотності коливань у нелінійних системах із багатьма ступенями вільності та розподіленими параметрами [22, 248];

б) хвильовій теорії рух [252-254], яка адаптована для поздовжньо-рухомих систем [370-371, 375, 388-389, 397];

в) поширенні основної ідеї методу Ван-дер-Поля [387] на розглядувані класи динамічних систем.

Для цього:

1. Запропоновано фізичну модель процесу переміщення сипкого середовища в трубчастих конвеєрах за допомогою лінви з приєднаними до неї лопатками у вигляді системи пружних одновимірних тіл, котрі безвідривно переміщують сипке середовище;

2. На базі вказаної вище фізичної моделі побудовано адекватні математичні моделі динамічного процесу [176]. Вони являють собою нелінійні диференціальні рівняння із частинними похідними, які описують динаміку горизонтальних, вертикальної віток лінви та відповідні крайові умови;

3. Розроблено методикку побудови розв'язку вказаних нелінійних крайових задач. Вона дозволяє отримати, так звані, рівняння у стандартному вигляді, які визначають вплив основних зовнішніх та внутрішніх чинників на визначальні параметри динамічного процесу лінви;

4. Аналізом останніх, встановлено умови існування резонансних коливань лінви та вплив на останню швидкості переміщення сипкого середовища.

Треба відзначити: фізична, а отже і математична моделі враховують рух робочого органу, що несе нерівномірно розподілену масу (сипке середовище) зі сталою складовою швидкості поздовжнього руху. Із рухом робочого органу та нелінійно-пружними її властивостями пов'язані основні труднощі аналітичного дослідження динаміки процесу. Щодо крайових умов, то вони враховують:

- по-перше, переміщення крайніх точок ділянок каната, які вважаються малими величинами;
- по-друге, що переміщення крайньої правої точки нижньої частини робочого органу узгоджується із переміщенням нижньої точки вертикальної частини робочого органу (канат), а переміщення крайньої правої точки верхньої частини -

узгоджується із переміщенням верхньої точки вертикальної частини робочого органу (одні і ті ж фізичні точки).

До того ж диференціальні рівняння, які описують досліджуваний процес, представлені у змінних Ейлера [360]. Використання останніх у певній мірі спрощує представлення крайових умов, а значить й саму математичну модель.

Динамічні системи, основні характеристики котрих змінюються за певним законом вздовж їх довжини (площі, об'єму) носять назву систем із розподіленими параметрами. Їх рух описується рівняннями з частинними похідними за певних крайових умов. Робочий орган конвеєра, за допомогою котрої переміщується сипке середовище, можна вважати одновимірним пружним тілом, маса котрого змінюється вздовж довжини (фізична модель, рис.3.1).

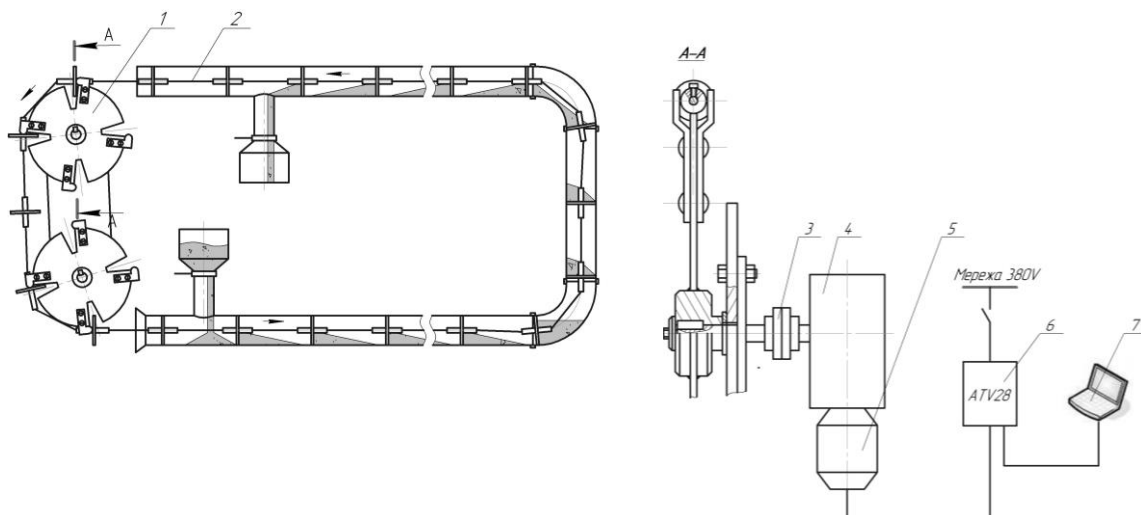


Рис.3.1. Фізична модель процесу переміщення сипкого середовища за допомогою ливного скребкового транспортера

Для випадку, коли рухом сипкого середовища відносно робочого органу в трубчастому скребковому конвеєрі можна знехтувати, масу сипкого середовища можна вважати розподіленою за певним законом вздовж каната. В такому разі всі точки нормальних поперечних перерізів системи сипке середовище – каната мають однакові кінематичні характеристики (за виключенням кутових областей). Вказане є підставою того, що досліджуваний об'єкт можна трактувати одновимірною механічною системою із розподіленими параметрами.

Зауважимо, різні моделі динаміки сипких середовищ у дещо інших випадках (процесі вібророзділення, віброоброблення, адгезії), розглядалися, наприклад, у [251, 353,

395]. Для вказаних задач визначальними чинниками технологічного процесу є основні усереднені кінематичні та фізико-механічні характеристики динаміки сипкого середовища (умовні динамічний модуль пружності, амплітуда та частота коливань розглянутої моделі процесу сипкого середовища). Тому у вказаних роботах показано, що сипке середовище за вказаних технологічних операцій можна розглядати як пружне тіло із деякими усередненими інтегральними характеристиками. У технологічному ж процесі транспортування сипкого середовища за допомогою робочого органу рух сипкого середовища відносно каната не становить, на наш погляд, ні теоретичної, ні практичної цінності. До того ж, переміщення частинок середовища відносно каната є незначними, особливо це стосується горизонтальних віток конвеєра. За масу одиниці довжини вказаного умовного одновимірного тіла (сипке середовище та канат) слід розуміти сумарну масу самої каната та сипкого середовища. Таким чином, наведене є підставою того, що задачу про переміщення сипкого середовища за допомогою робочого органу можна віднести до задачі динаміки одновимірної системи із розподіленими параметрами. Положення одновимірних систем із розподіленими параметрами при поздовжніх її коливаннях однозначно визначається функцією, яка описує деформацію умовної пружної матеріальної лінії в довільний момент часу. Для визначення вказаної функції умовно розглядається три ділянки роботи конвеєра: дві горизонтальні (верхня та нижня); одна вертикальна. Основні характеристики (кінематичні та фізико механічні) верхньої та нижньої віток конвеєра однакові за виключенням лише величини сили натягу.

3.1.1. Математична модель динамічного процесу горизонтальних частин трубчастого скребкового конвеєра.

Для отримання диференціального рівняння, яке описує динамічний процес нижньої (верхньої) вітки конвеєра, покажемо сили, які діють на умовно виділений її елемент довжиною Δ (dx_1 або dx_3) (рис 3.2).

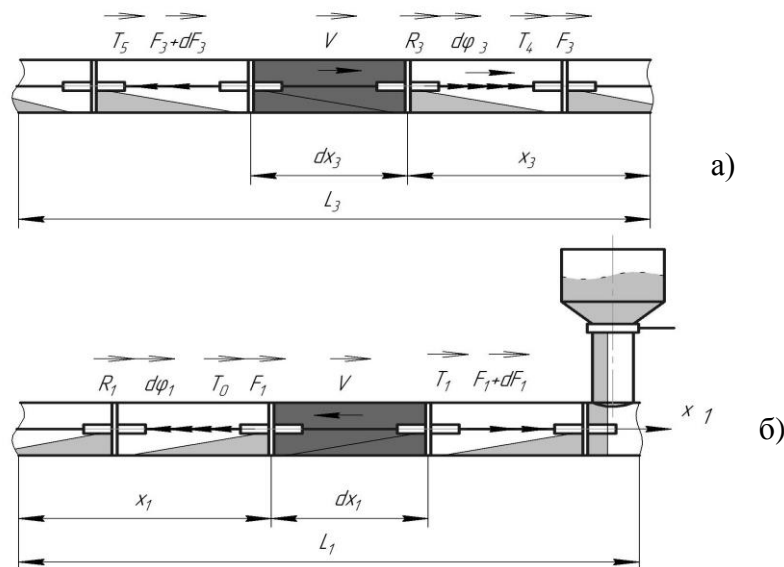


Рис.3.2. Розрахункова схема сил, які діють на умовно виділений елемент горизонтальної частини вітки трубчастого скребкового канатного конвеєра:

- а)- нижньої; б) - верхньої

На представленому вище рис. 3.2 введені такі позначення:

T_0 (T_5) – сила натягу, яка діє на ліву частину виділеного елемента;

\bar{T}_1 (T_4) – сила натягу, яка діє на праву частину виділеного елемента;

\bar{R}_1 (\bar{R}_3) – сила опору, природа котрої визначається механізмом взаємодії робочого органу із сипким середовищем та трубою;

\vec{F}_1 та $\vec{F}_1 + d\vec{F}_1$, (\vec{F}_3 та $\vec{F}_3 + d\vec{F}_3$) – сили пружності, зумовлені пружною деформацією умовного елемента;

m_1 (m_3) - погонна маса вказаних елементів робочого органу разом із сипким середовищем.

Відповідно до принципу Д'Аламбера, рівняння “динамічної рівноваги” виділених елементів нижньої та верхньої віток конвеєра мають відповідно вигляд

$$d\vec{\Phi}_1 + \vec{T}_0 + \vec{T}_1 + \vec{R}_1 + d\vec{F}_1 = 0, \quad (3.1)$$

та

$$d\vec{\Phi}_3 + T_4 + \vec{T}_5 + \vec{R}_3 + d\vec{F}_3 = 0, \quad (3.2)$$

де $d\vec{\Phi}_1$ та $d\vec{\Phi}_3$ – сили інерції вказаних умовно виділених елементів ливни. Досліджувати малі коливання частин лив, які характеризуються сталою складовою швидкістю поздовжнього руху зручно у змінних Ейлера [360, 389-390]. Якщо позначити відповідно $u_1(x_1, t)$ та $u_3(x_3, t)$ горизонтальні переміщення геометричних точок, які співпадають із серединами виділених елементів у довільний момент часу t , то повні похідні за часом виражаються через локальні у вигляді [101, 137, 343]

$$\frac{du_1(x_1, t)}{dt} = \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} + V \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial x}, \quad (3.3)$$

$$\frac{du_3(x_3, t)}{dt} = \frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} + V \frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial x}, \quad (3.4)$$

$$\frac{d^2 u_1(x_1, t)}{dt^2} = V^2 \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} + 2V \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial t^2}, \quad (3.5)$$

$$\frac{d^2 u_3(x_3, t)}{dt^2} = V^2 \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} + 2V \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3 \partial t} + \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial t^2}. \quad (3.6)$$

У залежностях (3.3) – (3.6) враховано той факт, що верхні та нижні частини віток лив мають однакові сталі складові швидкості поздовжнього руху V . Крім цього, приймаючи до уваги, що:

а) маса ливни із сипким середовищем змінюється вздовж довжини, тобто $m_1 = m_1(\tilde{x}) = m_1(x_1 - Vt)$, $m_3 = m_3(\tilde{x}) = m_3(x_3 - Vt)$;

б) сила опору залежить від швидкості - $R_1 = R_1\left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t}\right)$, $R_3 = R_3\left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t}\right)$;

в) пружні властивості матеріалу робочого органу задовольняють нелінійному закону пружності [139, 229] і їх з достатньою точністю можна представити у вигляді

$$\sigma = E(1 + kE\varepsilon^2)\varepsilon ; \quad (3.7)$$

(σ та ε відповідно напруження та відносні деформації елементів каната $(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial x_1}$ чи $\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial x_3}$), E - модуль пружності, а k виражається через модуль об'ємного стиску K , модуль зсуву G та сталу матеріалу каната γ , залежністю

$$k = -\frac{2}{3} \cdot \frac{K_1}{3K_1 + G} \cdot \frac{\gamma}{G} . \quad (3.8)$$

Відзначимо, самі пружні характеристики робочого органу значною мірою відрізняються від пружних характеристик матеріалу із якого виготовлена, а графічні залежності модуля пружності каната від відносної деформації наведені, наприклад, у [229].

Із (3.1) та (3.2) отримано диференціальні рівняння, що описують поздовжні коливання нижньої та верхньої віток линви

$$\begin{aligned} m_1(x_1 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} + 2V \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial t^2} \right) = \\ = EA \left(1 + kE \left(\frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} - R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right), \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} m_3(x_3 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} + 2V \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3 \partial t} + \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial t^2} \right) = \\ = EA \left(1 + kE \left(\frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} - R_3 \left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} \right). \end{aligned} \quad (3.10)$$

У наведених вище співвідношеннях A - площа поперечного перерізу линви і вона вважається сталою величиною.

Як відомо [15], динамічний процес систем із розподіленими параметрами однозначно визначається діючими силами, крайовими та початковими умовами. Щодо останніх, то у інженерних дослідженнях такого типу задач як вказана вони безпосередньо, не розглядаються, а можуть бути предметом окремого чисто математичного дослідження (мова йде про існування та єдність розв'язку). Тому, нижче, зупинимось лише на крайових умовах. Як було наголошено вище,

горизонтальні переміщення геометричних точок, котрі співпадають із крайніми лівими кінцями горизонтальних віток конвеєра є малими. Останнє дозволяє крайові умови записати у вигляді

$$u_1(x_1, t)|_{x_1=0} = 0 \quad (3.11)$$

$$u_3(x_3, t)|_{x_3=0} = -l(1 - \cos \alpha). \quad (3.12)$$

$$u_1(x_1, t)|_{x_1=L_1} = l(1 - \cos \alpha), \quad (3.13)$$

$$u_3(x_3, t)|_{x_3=L_3} = 0. \quad (3.14)$$

У співвідношеннях (3.12) та (3.13) змінний параметр α наближено можна визначити за допомогою тригонометричного рівняння $l \sin \alpha = \frac{D}{2} \left(1 - \cos \frac{V}{l} t \right)$. У ньому l - віддаль між сусідніми скребками, D - внутрішній діаметр труби конвеєра, α - кут нахилу робочого органу до горизонту у кутових точках.

Таким чином, дослідження динамічного процесу горизонтальних віток робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, який безвідривним способом переміщає сипке середовище зводиться до інтегрування рівнянь (3.9) та (3.10) за відповідно крайових умов (3.11), (3.13) та (3.12), (3.14).

3.1.2. Математична модель динамічного процесу вертикальної частини трубчастого скребкового конвеєра.

Подібним чином, як для горизонтальних частин віток трубчастого скребкового конвеєра отримуємо диференціальне рівняння, яке описує динамічний процес у вертикальній частині конвеєра. На рис. 3.3 представлено розподіл сил, які діють на довільний умовно виділений елемент цієї вітки довжиною $\Delta (dx_3)$

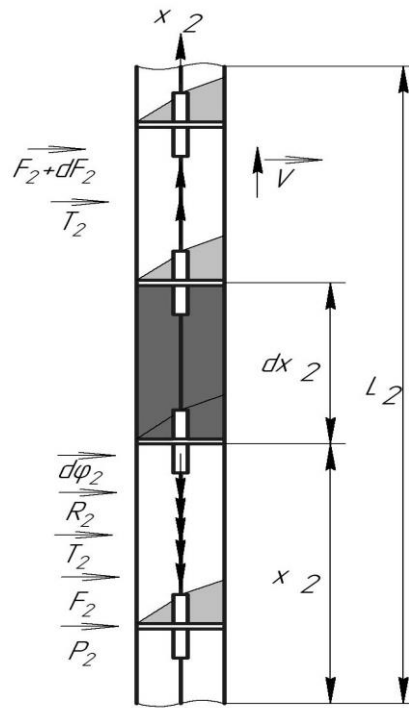


Рис.3.3. Розрахункова схема розподілу сил, які діють на умовно виділений елемент вертикальної частини вітки скребкового конвеєра

Порівнюючи їх із зусиллями, які діють на горизонтальні вітки скребкового конвеєра, можна зробити висновок, що вертикальна вітка конвеєра завантажена додатковою змінною силою \bar{P}_2 . Її величини рівна вазі умовно “відсіченої” частини робочого органу разом із сипким середовищем. Вказану силу \bar{P}_2 знаходимо із співвідношення

$$P_2 = P_2(\tilde{x}_2) = g \int_0^{\tilde{x}_3} m_2(x) dx, \quad (3.15)$$

де \tilde{x}_2 - координата Лагранжа відсіченої частини каната.

Поступаючи подібним чином, як і для горизонтальних віток скребкового конвеєра, для вертикальної її складової, диференціальне рівняння позовжніх її коливань набуває вигляду

$$\begin{aligned} m_2(x_2 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} + 2V \frac{\partial^2 u_2(x_1, t)}{\partial x_2 \partial t} + \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial t^2} \right) = \\ = EA \left(1 + kE^2 \left(\frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} - R_1 \left(\frac{\partial u_2(x_2, t)}{\partial t} \right) - g \int_0^{\tilde{x}_3} m_2(x) dx. \end{aligned} \quad (3.16)$$

До останнього долучаємо крайові умови вигляду

$$u_2(x_2, t)|_{x_2=0} = -l(1 - \cos \alpha),$$

$$u_2(x_2, t)|_{x_2=L} = -l(1 - \cos \alpha). \quad (3.17)$$

Їх фізичний зміст наступний: за рахунок руху лопаток транспортера вздовж з'єднувального колінна із горизонтальної частини труби транспортера у вертикальну (та навпаки – із вертикальної у горизонтальну) геометричні точки, які співпадають із фізичними точками у крайніх положеннях отримують описані вище переміщення.

3.2. Методика дослідження динамічного процесу у вітках трубчастого скребкового конвеєра

3.2.1. Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу.

Отримані у пп. 3.1.1 та 3.1.2 математичні моделі динамічного процесу віток скребкового конвеєра є нелінійними диференціальними рівняннями з частинними похідними другого порядку та неоднорідними лінійними крайовими умовами. До того:

- а) коефіцієнти при старших похідних є змінними величинами;
- б) рівняння містять мішані похідні лінійної та часової змінних.

Все це створює значні труднощі аналітичного дослідження динамічних процесів розгляданого класу систем. На сьогодні відсутні точні аналітичні методи інтегрування отриманих диференціальних рівнянь. В той же час, чисельне інтегрування їх не дає відповіді на багато важливих із інженерної практики питань таких як:

- 1). Залежність частоти власних коливань робочого органу трубчастого скребкового конвеєра від швидкості пересування сипкого середовища, його амплітуди, фізико-механічних властивостей матеріалу;
- 2). Умови існування резонансних коливань за дії періодичного збурення на систему;
- 3) Залежність резонансних коливань, а значить і максимальних динамічних зусиль робочого органу від кінематичних, геометричних та фізико-механічних параметрів, стійкість процесу.

Саме аналітичні розв'язки є базою для вирішення вказаних задач. Із наведеного випливає актуальність та практична цінність аналітичного (навіть за фізично обґрунтованих обмежень) розв'язання поставленої проблеми.

До обґрунтованих обмежень, які дають змогу аналітично вирішити деякі задачі поставленої проблеми належать:

- маса робочого органу трубчастого скребкового конвеєра невідривно зв'язаною з сипким середовищем є повільно змінною функцією. Нижче, не зменшуючи загальності постановки задачі, будемо вважати закон розподілу маси у змінних Лагранжа

описується функцією $m(x) = m_0 + m_1 \cos\left(\frac{\pi}{2l}x + \varphi_0\right)$, $m_1 \ll m_0$, φ_0 - сталі;

- максимальне значення сили опору є малим у порівнянні із лінійною складовою відновлюючої сили, тобто $\max R_i\left(\frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}\right) \ll \max EA \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}$;

- матеріал каната має слабо виражені нелінійно пружні властивості, тобто, $k \ll 1$;

- лінійні переміщення крайніх правих (вертикальних точок) є малими.

Наведене вище у сукупності дозволяє у диференціальні рівняння (3.9), (3.10), (3.16) ввести малий параметр та подати їх у вигляді

$$\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i} - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2\right) \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = \mu f_i\left(u_i, \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \vartheta\right) \quad (3.18)$$

де $\mu = \frac{k}{m_0}$ - малий параметр, $\vartheta = \frac{\pi}{l}Vt - \varphi_0$, функції $f_i\left(u_i, \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \vartheta\right)$

приймають вигляд:

$$f_1(u_1, \dots, \vartheta) = \frac{1}{m_0} EA \left(k \left(\frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_1(x, t)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_1 - Vt) + \varphi_0\right),$$

$$f_2(u_2, \dots, \vartheta) = \frac{1}{m_0} EA \left(k \left(\frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_2(x_2, t)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_2 - Vt) + \varphi_0\right),$$

$$f_3(u_3, \dots, g) = \frac{1}{m_0} EA \left(k \left(\frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_1, t)}{\partial x_2^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_3(x_3, t)) \cos \left(\frac{\pi}{2l} (x_2 - Vt) + \varphi_0 \right) +$$

$$+ \frac{m}{k} g \int_0^{x_3 - Vt} m_1(x) dx, \quad S(u(x, t)) = \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x}$$

Отримані нелінійні диференціальні рівняння відрізняються лише крайовими умовами та правими частинами, які пропорційні малому параметру μ . Такі системи називають системами із малою нелінійністю. Для них найбільш ефективними методами дослідження є методи в основу котрих покладені основні ідеї методів збурень [155, 264, 313], в т. ч. асимптотичні методи нелінійної механіки [248] чи їх модифікації [249, 255]. Базою для їх застосування є існування у явному вигляді розв'язку відповідних незбурених ($\mu = 0$) крайових задач, тобто розв'язку рівняння.

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x} - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} = 0 \quad (3.19)$$

за однорідних крайових умов

$$u(x, t)|_{x=0} = 0, \quad (3.20)$$

$$u(x, t)|_{x=L} = 0.$$

Примітка. Незбурені рівняння, які відповідають (3.18) відрізняються тільки індексами, тому у (3.19) та крайових умовах (3.20) вони опущені.

На перший погляд, знайти аналітичний розв'язок вказаних рівнянь не становить значних труднощів. Однак для інтегрування рівнянь вказаного типу не можна застосувати відомі класичні методи Фур'є та Д'Аламбера [360]. Перешкодою для їх застосування є наявність у рівнянні (3.19) мішаної похідної за часовою та лінійною змінними $\left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x} \right)$. Ця похідна враховує вплив сталої складової швидкості

поздовжнього руху на динамічний процес. Одночасно нехтування цим доданком у рівняннях руху може привести неточностей як при визначенні основних характеристик коливального процесу робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, так і динамічних зусиль у ній. Тому нижче зупинимось коротко на використанні хвильової

теорії руху [252-253, 367-369] при дослідженні динаміки поздовжньо-рухомих суцільних середовищ.

Базою для визначення впливу наведеної множини параметрів на динамічний процес може служити розв'язок рівняння (3.19). Покажемо, що його можна подати у вигляді

$$u(x, t) = a[\cos(Kx + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx - \Omega t - \varphi)], \quad (3.21)$$

де a, φ – сталі, K, H – хвильові числа прямої і відбитої хвиль, Ω – власна частота процесу.

Якщо представлення (3.21) є розв'язком рівняння (3.19), то мають справджуватись дисперсійні співвідношення

$$\begin{aligned} \Omega^2 + 2VK\Omega - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2\right)K^2 &= 0, \\ \Omega^2 - 2VH\Omega - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2\right)H^2 &= 0 \end{aligned} \quad (3.22)$$

та крайові умови (3.20). Вказані крайові умови еквівалентні тотожності

$$\cos(KL + \Omega t + \varphi) - \cos(HL - \Omega t - \varphi) \equiv 0. \quad (3.23)$$

Вона має справджуватись для довільного значення параметру t . Це рівнозначно тому, що коефіцієнти при $\sin \Omega t$ та $\cos \Omega t$ у виразі, який випливає із (3.23), рівні нулеві. Тобто

$$\begin{aligned} \cos KL - \cos HL &= 0, \\ \sin KL + \sin HL &= 0. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Система тригонометричних рівнянь (3.24) зв'язує хвильові числа та параметр L формулою

$$K + H = \frac{2k\pi}{L}, \quad k = 1, 2, \dots \quad (3.25)$$

Дисперсійні співвідношення (3.23) разом із отриманою вище залежністю визначають невідомі хвильові числа та частоту процесу як функції геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів у вигляді

$$K = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\sqrt{\frac{EA}{m_0}} + V \right), H = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\sqrt{\frac{EA}{m_0}} - V \right), \Omega = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right). \quad (3.26)$$

На рис.3.4 – рис. 3.12 представлено залежність хвильових чисел K , H та частоти власних коливань Ω від швидкості переміщення сипкого середовища V та довжини труби за різних значень параметрів L та m_0 .

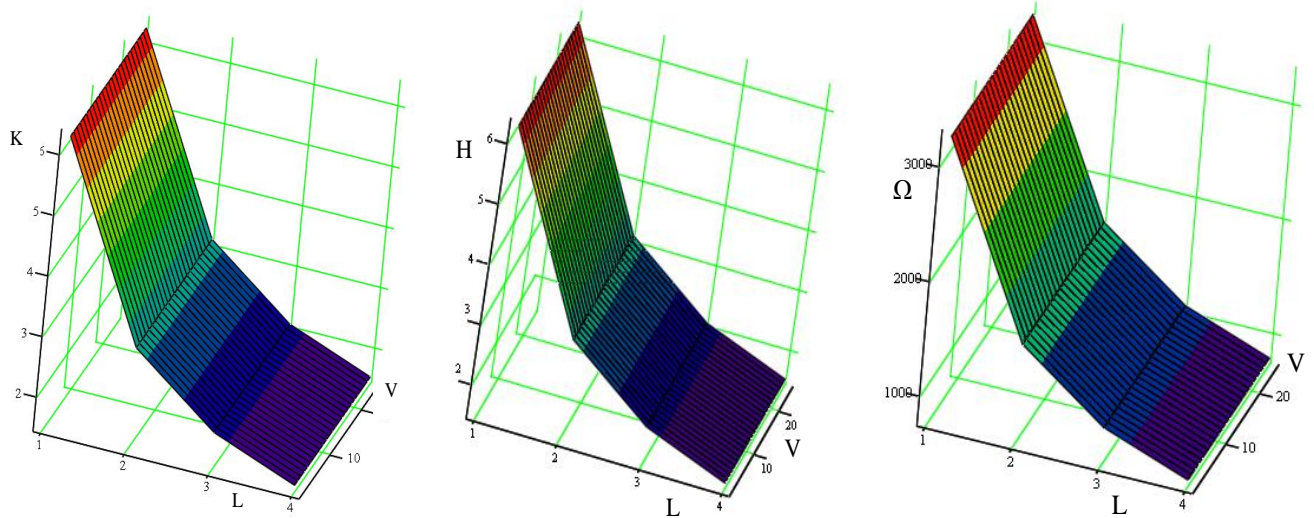


Рис.3.4. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

при $m_0 = 15 \text{ кг/м}$, $E = 0.8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, $d = 0.008 \text{ м}$

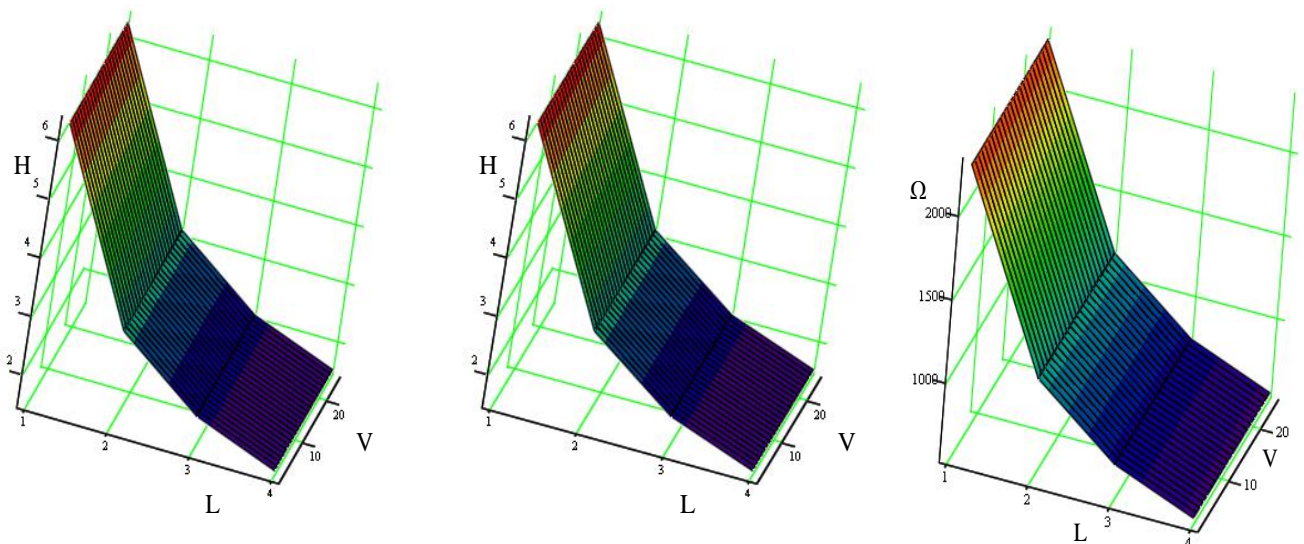


Рис.3.5. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра при

$m_0 = 30 \text{ кг/м}$, $E = 0.8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, $d = 0.008 \text{ м}$

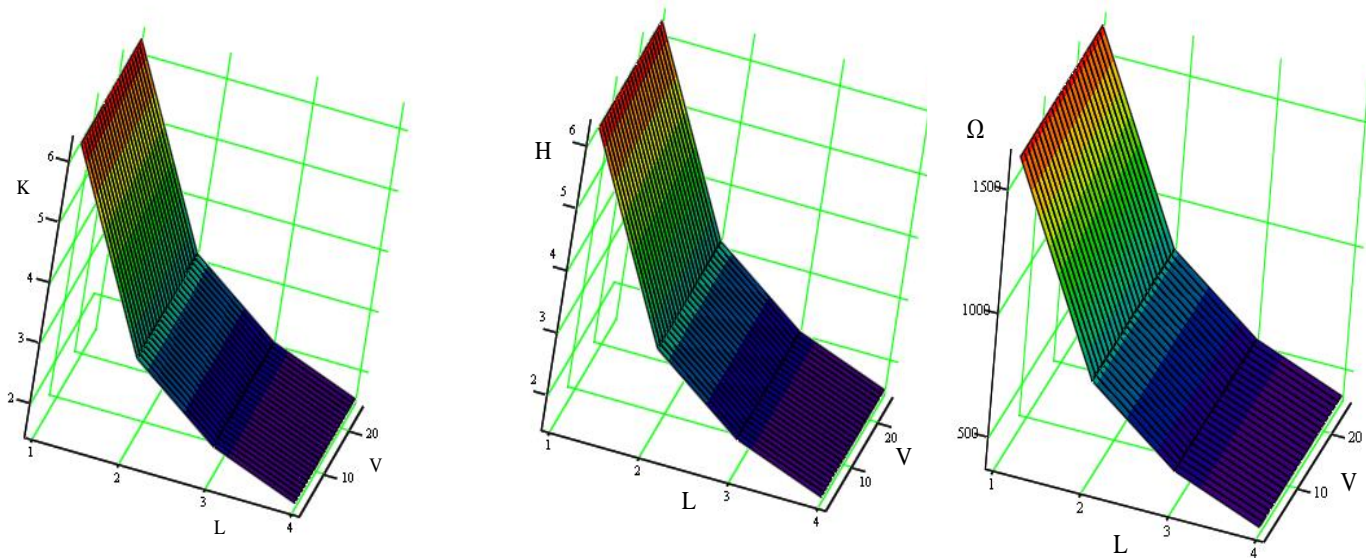


Рис.3.6. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

$$\text{при } m_0 = 60 \text{ кг/м}, E = 0.8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

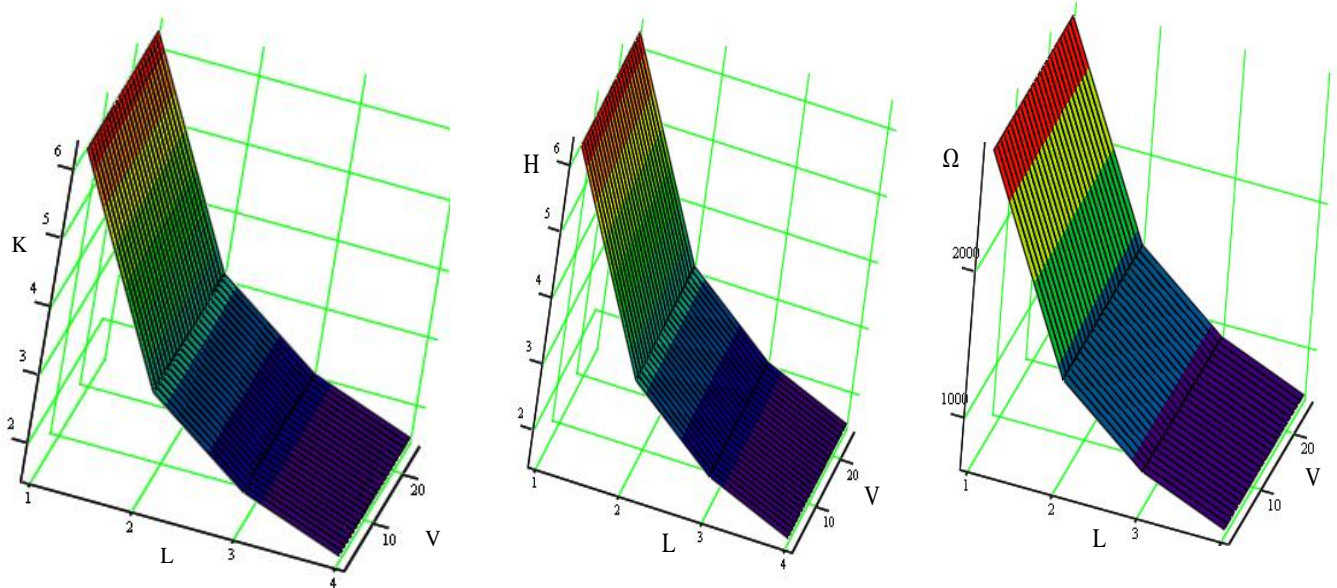


Рис.3.7. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

$$\text{при } m_0 = 15 \text{ кг/м}, E = 0.6 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

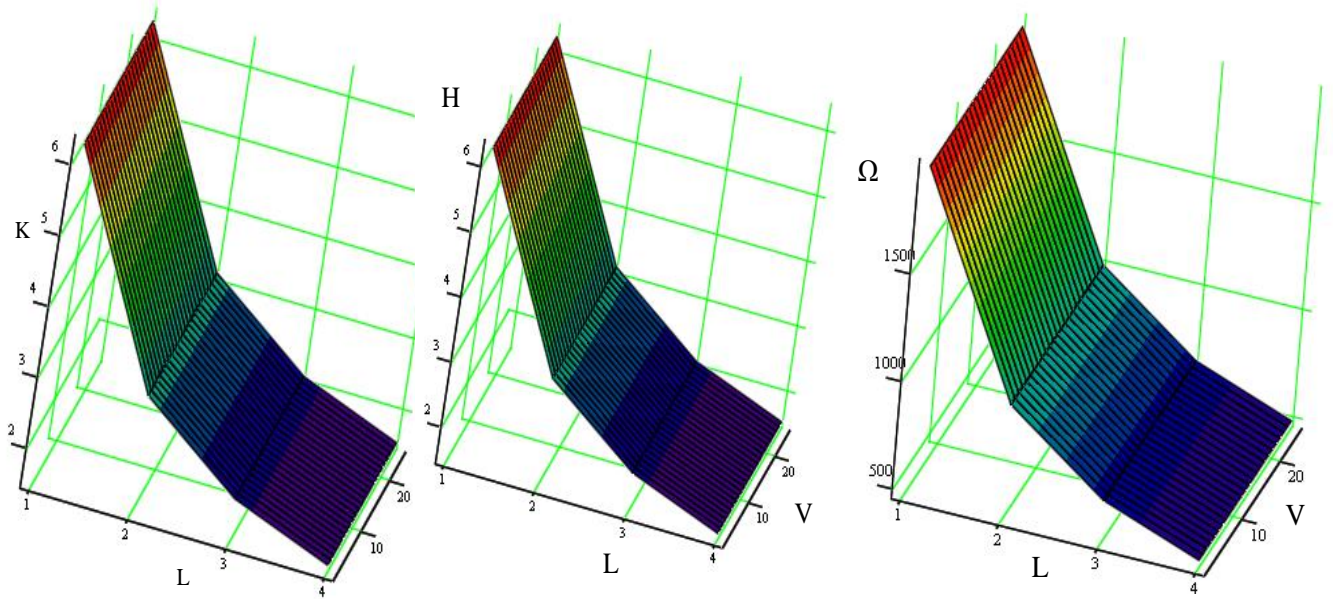


Рис.3.8. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового транспортера

$$\text{при } m_0 = 30 \text{ кг/м}, E = 0.6 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

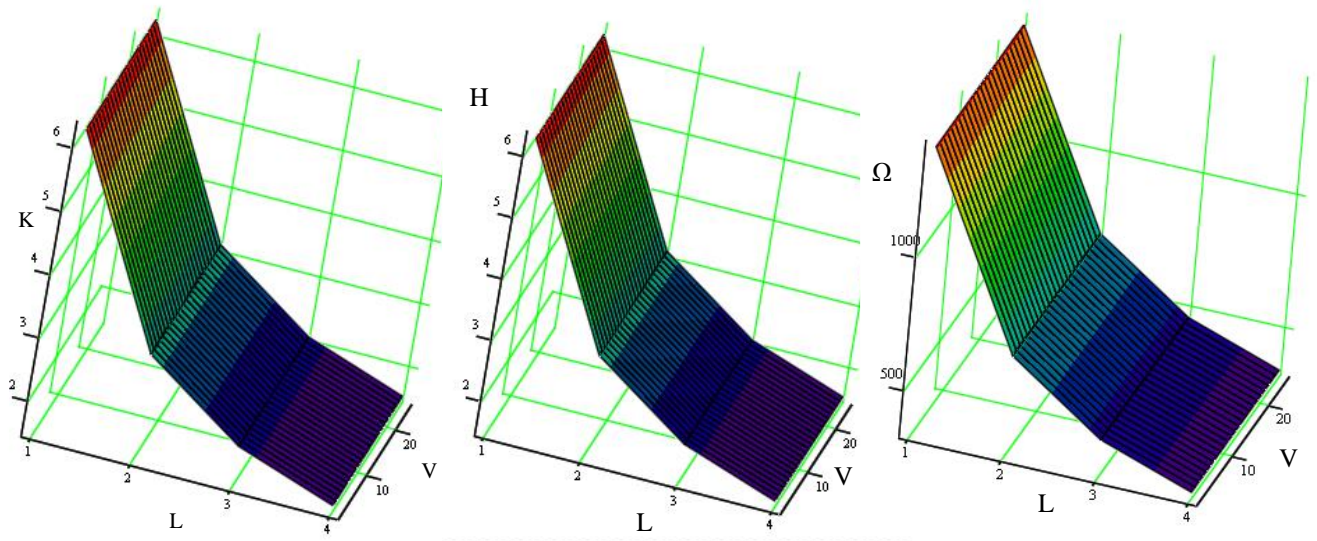


Рис.3.9. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

$$\text{при } m_0 = 60 \text{ кг/м}, E = 0.6 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

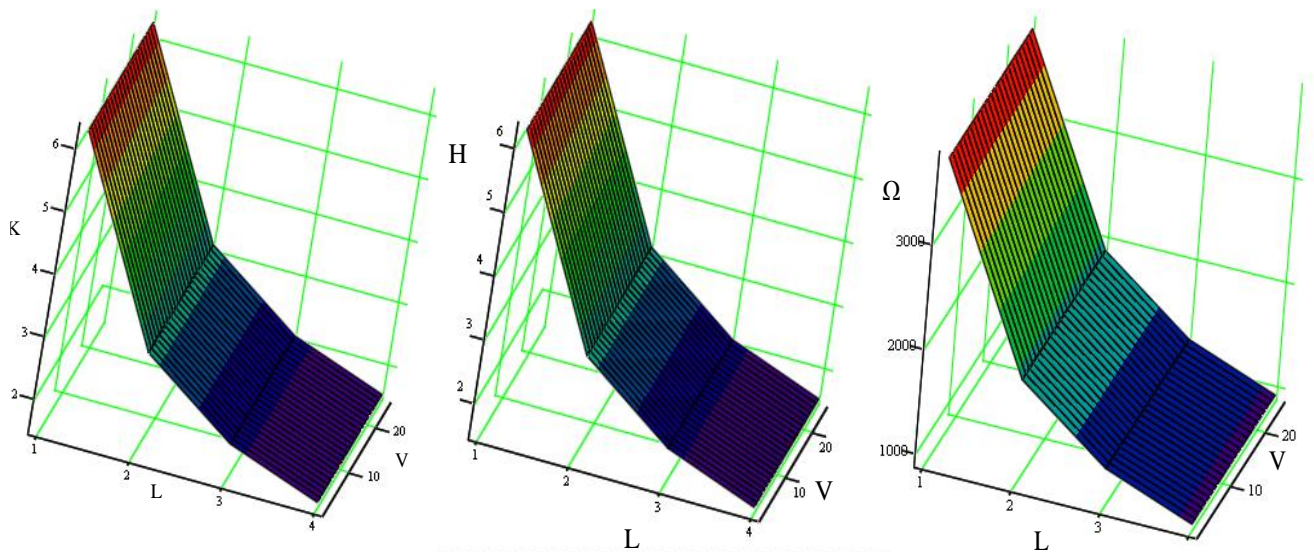


Рис.3.10. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

$$\text{при } m_0 = 15 \text{ кг/м}, E = 1.1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

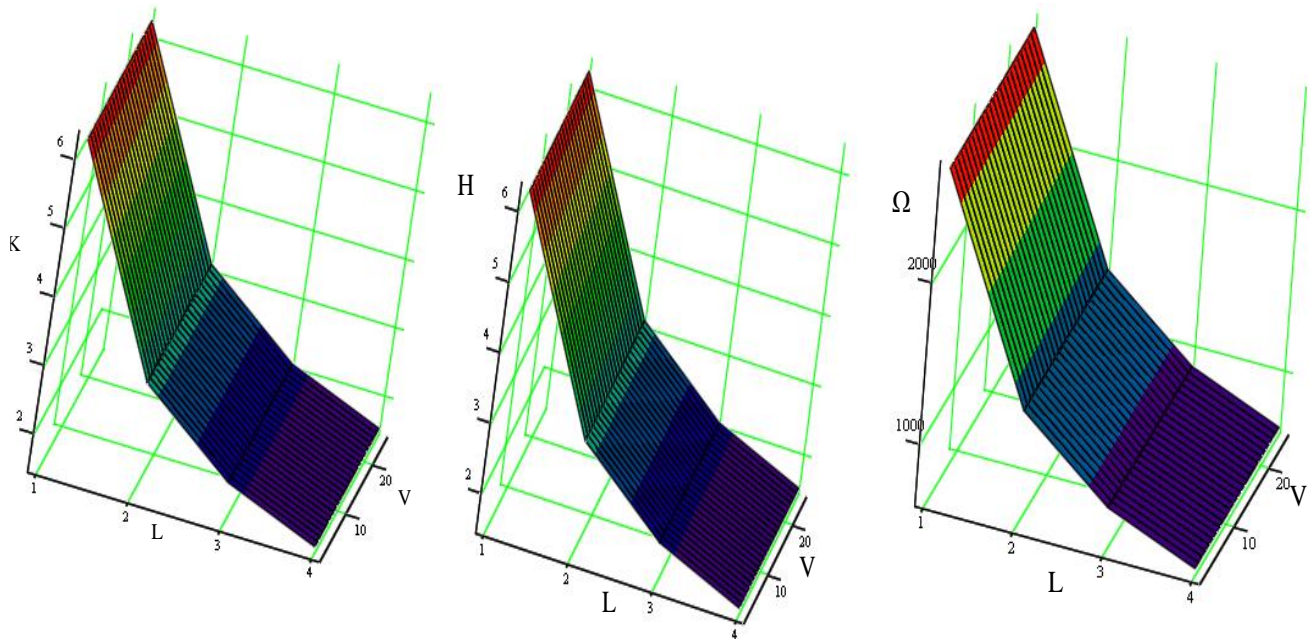


Рис.3.11. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

$$\text{при } m_0 = 30 \text{ кг/м}, E = 1.1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

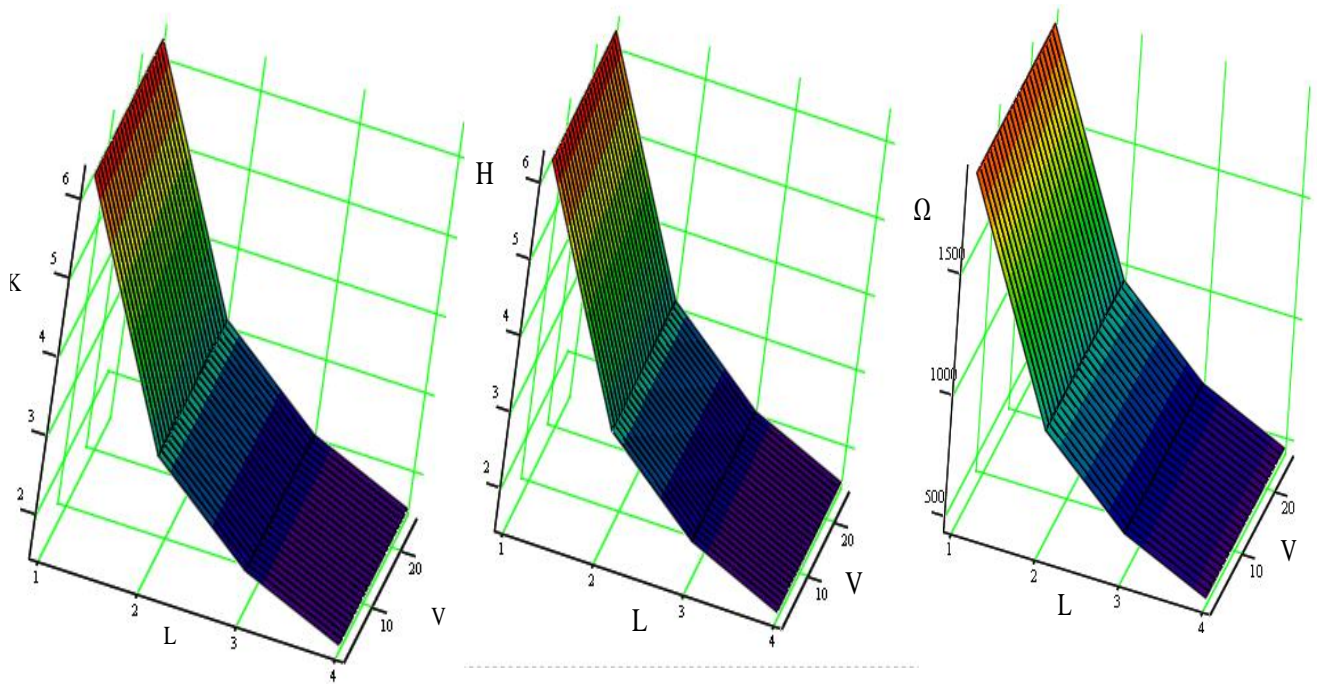


Рис3.12. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

$$\text{при } m_0 = 60 \text{ кг/м}, E = 1.1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

Отримані графічні залежності показують:

по-перше, для більших значень швидкостей переміщення сипкого середовища в трубчастому скребковому конвеєрі хвильове число прямої хвилі є меншим, а для зворотної – більшим;

по-друге, власна частота робочого органу для більших значень швидкості її руху є меншою;

по-третє, що стосується погонної маси, то для більших її значень хвильові числа є більшими, а частота – меншою;

по-четверте, за швидкості руху робочого органу $V = \sqrt{\frac{EA}{m_0}}$ проходить зрив коливань (частота поздовжніх коливань рівна нулеві).

Одночасно залежності (3.21) та (3.26) дозволяють представити одночастотні та багаточастотні динамічні процеси робочого органу відповідно у вигляді

$$u(x,t) = a \left\{ \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left(\frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} + t + \varphi \right) - \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left(\frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} - t - \varphi \right) \right\}$$

$$u(x,t) = \sum_{k=1} a_k \left\{ \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left(\frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} + t + \varphi_k \right) - \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left(\frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} - t - \varphi_k \right) \right\} \quad (3.27)$$

Відзначимо, параметри a_k та φ_k знаходяться із початкових умов і така задача може бути предметом окремого дослідження. Що стосується одночастотного розв'язку (перше із наведених вище співвідношень), то він буде служити базою для дослідження впливу нелінійних сил (у тому числі й сили опору), крайових умов на динамічний процес робочого органу. Підставою для такого дещо спрощеного, із математичної сторони підходу, дає принцип одночастотності нелінійних коливань у механічних системах із зосередженими масами та розподіленими параметрами [22, 248]. Такий розгляд коливань робочого органу, яка переміщає сипке середовище, дозволяє отримати залежності для оцінки впливу всього спектру чинників урахованих у математичній моделі на амплітуду та частоту її поздовжніх коливань.

3.2.2. Загальна методика визначення впливу нелінійних сил та крайових умов на поздовжні коливання робочого органу, яка переміщає (транспортуює) сипке середовище.

Як було наголошено вище, максимальне значення нелінійних сил у порівнянні із лінійною складовою відновлюючої сили є малою величиною, тобто величиною пропорційною μ . Наведене, а також отримані вище результати, є базою для побудови асимптотичних наближень крайових задач (3.9), (3.11), (3.13); (3.10), (3.12); (3.13) та (3.17). Вказані наближення будуть визначати вплив нелінійних сил та крайових умов на закони зміни основних параметрів, які описують коливання відповідних віток робочого органу трубчастого скребкового конвеєра.

Зупинимось на загальній методиці знаходження впливу нелінійних сил на нелінійні коливання віток скребкового конвеєра за умови малих збурень крайових умов. Для цього подамо їх у більш загальному вигляді

$$\begin{aligned}
u_i(x_i, t)|_{x_i=0} &= \mu g_{i0}(u(x_i, t), \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=0}, \\
u_i(x_i, t)|_{x_i=L} &= \mu g_{iL}(u(x_i, t), \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=L}.
\end{aligned} \tag{3.28}$$

Праві частини наведених вище співвідношень узгоджуються із правими частинами крайових умов (3.11), (3.13), (3.12), (3.13), (3.17), тобто

$$\begin{aligned}
g_{10}(u(x_1, t), \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial x_1}, \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial t})|_{x_1=0} &= 0, \\
g_{1L}(u(x_1, t), \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial x_1}, \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial t})|_{x_1=L} &= l(1 - \cos \alpha), \\
g_{2L}(u(x_2, t), \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial x_2}, \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial t})|_{x_2=0} &= -l(1 - \cos \alpha), \\
g_{2L}(u(x_2, t), \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial x_2}, \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial t})|_{x_2=L} &= -l(1 - \cos \alpha), \\
g_{3L}(u(x_3, t), \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial x_3}, \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial t})|_{x_3=0} &= -l(1 - \cos \alpha), \\
g_{3L}(u(x_3, t), \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial x_3}, \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial t})|_{x_3=L} &= 0.
\end{aligned}$$

Таким чином, поставлена задача звелась до інтегрування рівняння (3.18) за неоднорідних крайових умов (3.28). Для цього, перш за все, задачі із неоднорідними крайовими умовами замінами змінних

$$u_i(x_i, t) = v_i(x_i, t) + \mu w_i(x_i, t) \tag{3.29}$$

зведемо до більш простих - задач із однорідними крайовими умовами. Дійсно, якщо функції $w_i(x_i, t)$ та $v_i(x_i, t)$ є розв'язками диференціальних рівнянь

$$\frac{\partial^2 w_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = 0, \tag{3.30}$$

та

$$\frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i} - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = \mu F_i \left(v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \vartheta \right), \tag{3.31}$$

і задовольняють відповідно крайові умови

$$\begin{aligned}
w_i(x_i, t)|_{x_i=0} &= \mu g_{i0}(v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=0}, \\
w_i(x_i, t)|_{x_i=L} &= \mu g_{iL}(v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=L}
\end{aligned}
\tag{3.32}$$

та

$$\begin{aligned}
v(x, t)|_{x=0} &= 0, \\
v(x, t)|_{x=L} &= 0,
\end{aligned}
\tag{3.33}$$

то отримані таким способом функції $u_i(x_i, t)$ будуть у першому наближенні задовольняти поставленій задачі із неоднорідними крайовими умовами.

Примітки:

1). У роботі розглядається перше наближення розв'язку задачі про коливання привідного робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, тому під $v_i(x_i, t)$ у правих частинах крайових умов (3.32) треба розуміти розв'язки відповідних незбурених задач;

2). Функції $F_i\left(v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \mathcal{G}\right)$, $\mathcal{G} = \frac{\pi}{2l}Vt - \varphi_0$ у диференціальних

співвідношеннях (3.31), як впливає із наведеної заміни змінних, мають вигляд

$$\begin{aligned}
F_i\left(v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \mathcal{G}\right) &= f_i\left(v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \mathcal{G}\right) \\
&\quad - \frac{\partial^2 w_i(x_i, t)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 w_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i}.
\end{aligned}$$

Знайти розв'язки крайових задач (3.30), (3.32), із урахуванням наведеного, не становить значних труднощів. Дійсно, безпосередньою перевіркою переконуємось, що функції $w_i(x_i, t)$ мають вигляд

$$w_i(x_i, t) = g_{i0}(v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=0} + x_i g_{iL}(v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=L}$$

Останнє дозволяє перейти до знаходження функцій $v_i(x_i, t)$. Для цього застосуємо загальні ідеї методів збурень [155, 264, 313], адже права його частина є

пропорційна малому параметру. Найбільш простим із них та одночасно зручним для практичної реалізації є метод Ван-дер-Поля [387]. Необхідною умовою, для поширення його основної ідеї на досліджувані класи нелінійних динамічних систем, є описання у явному вигляді динамічного процесу незбуреної ($\mu = 0$) системи. Ця задача розв'язана у пп. 3.2.1 за відповідних крайових умов.

Отже, без урахування нелінійних сил динамічний процес у ливні описується залежністю (3.21) (адже у даному випадку система консервативна). Нелінійні сили порушують, взагалі кажучи, вказану властивість системи. Тобто для збуреного випадку параметри a і φ будуть вже змінними величинами. Задача полягає у знаходженні співвідношень, що визначають закони зміни цих функцій у залежності від швидкості транспортування сипкого середовища, закону його розподілу між лопаткам, сили опору, нелінійно пружних властивостей матеріалу ливни, крайових умов та ін. На основні поставлені задачі дозволить дати відповідь основна ідея методу Ван-дер-Поля трансформована на випадок розглянутої крайової задачі. Її суть полягає у наступному: в першому наближенні розв'язок незбуреної крайової задачі (3.21) можна також трактувати і за розв'язок збуреної, із тією лише різницею, що нелінійні сили спричиняють малу зміну в часі основних параметрів, які описують динаміку процесу. Тобто, у збурених системах нелінійні сили спричиняють зміну в часі амплітуди та фази коливань. Проблема полягає у тому, щоб знайти співвідношення, які визначають закони зміни вказаних параметрів у залежності від вигляду правої частини рівняння (3.31), тобто у залежності від вигляду аналітичної апроксимації нелінійних сил, маси сипкого середовища, що переміщається в трубчастому скребковому конвеєрі та ін.

Зауважимо, що існує також дещо інший підхід щодо описання впливу на динаміку процесу малих нелінійних сил [252-253, 255]. Він стосується систем значної довжини. Для них вважається, що амплітуда та частота динамічного процесу залежать від лінійної та часової змінних [253, 255]. У таких постановках задач, як правило, крайові умови не розглядаються, а сам підхід (при узагальненні його на розглядувані класи задач) бажаного практичного результату не дає. До того ж, він є достатньо складним.

3.3. Узагальнення основної ідеї методу Ван-дер-Поля на випадок коливань поздовжньо-рухомого привідного робочого органу трубчастого скребкового конвеєра.

Поширити основну ідею методу Ван-дер-Поля на досліджувані класи задач значною мірою полегшує принцип одночастотності коливань нелінійних систем. Із його урахуванням перше одночастотне наближення розв'язку рівняння (3.31) за крайових умов (3.32) будемо шукати у вигляді

$$v(x, t) = a(t) [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi(t)) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi(t))]. \quad (3.34)$$

Параметри K, H, Ω детально описані у пп. 3.2.1, зокрема власна частота коливань Ω та хвильові числа K, H для розглядуваного випадку описується залежністю (3.26). Функції $a(t)$ та $\varphi(t)$ є невідомими і їх необхідно знайти таким чином, щоб представлення (3.34) з точністю до величин порядку μ^2 задовольняло рівнянню (3.31). Тому, шляхом диференціювання залежності (3.34) за змінними x, t , із урахуванням вказаного, отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} &= a\Omega [-\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + a_t [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \\ &\quad - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)]; \\ \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} &= a_{tt} [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + a\varphi_{tt} [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \\ &\quad + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a(\varphi_t)^2 [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - \\ &\quad - 2a_t\varphi_t [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - 2\omega a\varphi_t [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \\ &\quad - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\Omega^2 [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)]; \\ \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x} &= a\Omega [-K \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - H \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a_t [K \sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \\ &\quad - H \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t [K \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)]; \\ \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x_i^2} &= a[-K^2 \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H^2 \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)]. \end{aligned} \quad (3.35)$$

Якщо підставити наведені вище залежності у вихідне диференціальне рівняння (3.31), то отримуємо зв'язок між невідомими параметри $a(t)$ і $\varphi(t)$, їх похідними та функцією, що описує нелінійні сили, у вигляді

$$\begin{aligned}
 & a_{tt}[\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + a\varphi_{tt}[\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \\
 & + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a(\varphi_t)^2[\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - \\
 & - 2a_t\varphi_t[\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - 2\omega a\varphi_t[\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \\
 & - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\Omega^2[\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + \quad (3.36) \\
 & + 2V\{a\Omega[-K\cos(Hx_i - \Omega t - \varphi) - H\cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a_t[K\sin(Hx_i + \Omega t - \varphi) - \\
 & - H\sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t[K\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H\cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)]\} - \\
 & - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2\right)\{a[-K^2\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H^2\cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)]\} = \mu\bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}),
 \end{aligned}$$

де $\bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta})$ відповідає значенню правої частини рівняння (3.31) за умови, що похідні шуканої функції визначаються відповідно до розв'язку незбуреної задачі, а $\psi = \Omega t + \varphi$, $\bar{\vartheta} = 2\frac{V}{l}t$.

Правою частиною диференціального рівняння (3.36) є аналітична функція, яка вказує на малу величину максимального значення нелінійних сил порівняно із відновлюючою силою гнучкого елемента (відновлююча сила – геометрична сума сил натягу та пружної сили зумовленої видовженням робочого органу). Як показано у [346], мале збурення в автономних системах (та і у неавтономних нерезонансних системах) викликає повільну зміну в часі амплітуди і початкової фази коливань. Це, для першого наближення поставленої задачі, дозволяє знехтувати доданками порядку малини μ^2 , тобто доданками пропорційними a_{tt} ; φ_{tt} ; $(\varphi_t)^2$; $a_t\varphi_t$ і т.д.

Таким чином, із (3.36), приймаючи до уваги наведене, отримаємо для визначення закону зміни амплітуди і фази хвиль диференціальне співвідношення

$$\begin{aligned}
 & \dot{a}\{-2\Omega\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) - 2\Omega\sin(Hx_i - \Omega t - \varphi) \\
 & - 2VK\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + 2VH\sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)\} + \\
 & + 2\Omega a\dot{\varphi}\{-\cos(Kx + \Omega t + \varphi) + \cos(Hx - \Omega t - \varphi) - \\
 & - 2V\kappa\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - 2V\chi\cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)\} = \mu\bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}). \quad (3.37)
 \end{aligned}$$

Долучаючи до нього рівняння, яке випливає із основної ідеї методу Ван-дер-Поля

$$a_t [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t [\sin(Kx + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx - \Omega t - \varphi)] = 0 \quad (3.38)$$

отримуємо систему двох звичайних диференціальних рівнянь, які зв'язують шукані функції.

Шляхом нескладних перетворень залежності (3.37) можна привести до вигляду

$$\cos\psi \{ \dot{a} \Psi(x_i) + a\dot{\varphi} \Theta(x_i) \} + \sin\psi \{ \dot{a} \Theta(x) - a\dot{\varphi} \Psi(x_i) \} = \mu \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}), \quad (3.39)$$

де

$$\Psi(x) = -2(\Omega + VK) \sin(Kx_i) - 2(\Omega - VH) \cos(Hx_i),$$

$$\Theta(x) = -2(\omega + VK) \cos(Kx_i) + 2(\Omega - 2VH) \cos(Hx_i).$$

Правою частиною диференціального співвідношення (3.39) є 2π -періодична функція за змінними $\psi, \vartheta, \bar{\vartheta}$. Доданки пропорційні $\sin \vartheta, \cos \vartheta, \sin \bar{\vartheta}, \cos \bar{\vartheta}$ відіграють роль періодичного збурення, тобто природа періодичного збурення за змінною ϑ лежить у крайових умовах. Дійсно, за рахунок проходження робочого органу кутових точок змінюється періодично кут нахилу каната до труби. Це означає, що періодично змінюється величина сили натягу у каната за рахунок проходження кутових точок скребка.

Дещо іншу фізичну сутність мають доданки пропорційні гармонікам $\bar{\vartheta}$. Виходячи із їх фізичного змісту (додаткова сила натягу у довільному перерізі каната зумовлена вагою відсіченої частини разом із сипким середовищем) у змінних Ейлера.

До того ж, гармоніки $\vartheta = \frac{2}{l} Vt - \varphi_0$ та $\bar{\vartheta} = \frac{\pi V}{2l} t$ навіть при $\varphi_0 = 0$ не мають спільної

міри (не існує таких взаємно простих чисел p та q , для котрих виконується рівність $p\vartheta = q\bar{\vartheta}$ за виключенням $p = q = 0$). Тому, формально розглядаючи (3.39) як рівняння, яке еквівалентне диференціальному рівнянню вимушених коливань, для нього можливі наступні випадки:

а) нерезонансний ($p\Omega \neq q \frac{\pi}{2l} V$ та $p\Omega \neq q \frac{2V}{l}$);

б) резонансний, зумовлений періодичним збуренням крайових умов ($q\Omega \approx p \frac{2V}{l}$);

в) резонансний, зумовлений поданням у змінних Ейлера додаткової складової сили натягу – вагою умовно відсіченої частини робочого органу разом із сипким середовищем ($q\Omega \approx p \frac{\pi V}{2l}$).

Розглянемо спочатку найбільш простий, нерезонансний випадок. Як показано у [44-45, 83], рівняння першого наближення, які визначають закони зміни амплітуди та частоти коливального процесу у нерезонансному випадку не залежать від фази зовнішнього періодичного збурення. Це дозволяє провести усереднення [249-250] рівняння (3.39) по фазах власних та вимушених коливань. Процедура усереднення дозволяє отримати систему звичайних диференціальних рівнянь відносно параметрів \dot{a} та $\dot{\phi}$ вигляду

$$\begin{aligned} \dot{a}\Psi(x_i) + a\dot{\phi}\Theta(x_i) &= \frac{\mu}{4\pi^3} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta}; \\ \dot{a}\Theta(x_i) - a\dot{\phi}\Psi(x_i) &= \frac{\mu}{4a\pi^3} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta}. \end{aligned} \quad (3.40)$$

на те, що ми розглядаємо випадок коротких систем, тобто систем для яких амплітуда та фаза коливань вздовж довжини робочого органу змінюється незначною мірою ($a = a(t)$ та $\phi = \phi(t)$) систему диференціальних рівнянь (3.40) можна усереднити по лінійній змінній та отримати закони зміни амплітудно-частотної характеристики коливань робочого органу у вигляді

$$\begin{aligned} \dot{a} &= \frac{\mu}{\pi L_i \left[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2 \right]} \times \\ &\left(\int_0^{L_i} \left(\Psi(x_i) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta} + \Theta(x_i) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta} \right) dx_i; \right) \\ \dot{\phi} &= \frac{\mu}{\pi L_i a \left[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2 \right]} \times \\ &\left(\int_0^{L_i} \left(\Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta} - \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta} \right) dx_i \right). \end{aligned} \quad (3.41)$$

Отримані співвідношення (3.41) є базовими для дослідженні нелінійних нерезонансних коливань віток скребкового конвеєра. Вони дають можливість

визначити закони зміни амплітуди та її частоти у загальному випадку, тобто у випадку динамічного процесу що відповідає вихідним крайовим задачам.

Таким чином, співвідношення (3.27) описують динамічний процес збуреного нерезонансного руху, за умови, що параметри $a(t)$ та $\varphi(t)$ задані залежностями (3.41). Вони показують, що процес робочого органу не є ізохронним. Він визначається як крайовими умовами, зовнішніми, внутрішніми чинниками та швидкість поздовжнього руху.

Достовірність отриманих залежностей підтверджується граничним переходом при $V \rightarrow 0$. У вказаному випадку вихідні математичні моделі коливань віток скребкового конвеєра не ураховують швидкості поздовжнього руху і для їх аналізу можна використати більш просту методологію [44-45, 83, 101].

3.4 Дослідження коливань робочого органу трубчастого скребкового конвеєра із врахуванням сили опору пропорційної швидкості та нелінійних пружних властивостей матеріалу

Як було наголошено вище, до однієї із найсуттєвіших причин виникнення нелінійних коливальних процесів у механізмах чи елементах конструкцій є нелінійність їх пружних характеристик (фізична нелінійність), наявність сили опору, урахування геометричної форми об'єкта (геометрична нелінійність) та крайові умови. Останні для розглядуваного випадку дещо спростимо. Приймаючи до уваги що $\frac{D}{2l} \ll 1$, перша визначна границя дозволяє $\sin \alpha$ замінити величиною кута нахилу лінви у кутових точка, тобто α . Зберігаючи вказаний порядок точності у крайових умовах, функції $w_i(x_i, t)$ подамо у вигляді

$$\begin{aligned} w_1(x_1, t) &= \left(\frac{D}{2l}\right)^2 x_1 \cos^2 \frac{V}{l} t, \\ w_2(x_2, t) &= -\left(\frac{D}{2l}\right)^2 (1 + x_2) \cos^2 \frac{V}{l} t, \end{aligned} \quad (3.42)$$

$$w_3(x_3, t) = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t.$$

Враховуючи наведене вище, праві частин рівнянь (3.31), набувають вигляду

$$\begin{aligned} \bar{f}_1(a, x, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) &= \frac{a^3}{m_0} EA \left(k[-K \sin(Kx_1 + \psi) + H \sin(Hx_1 - \psi)]^2 \right) \left([-K^2 \cos(Kx_1 + \psi) + H^2 \cos(Hx_1 - \psi)] \right) \\ &- \frac{k_1}{km_0} (a\Omega(-\sin(Kx_1 + \psi) - \sin(Hx_1 - \psi))) - \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 x_1 \cos 2\frac{V}{l} t - \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \sin 2\frac{V}{l} t - \\ &+ \frac{m_1}{m_0} a\Omega[\Omega + 2V(K - H)](\cos(Kx_1 + \psi) - \cos(Hx_1 - \psi)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_1 - Vt) + \varphi_0\right), \\ \bar{f}_3(a, x, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) &= \frac{a^3}{m_0} EA \left(k[-K \sin(Kx_3 + \psi) + H \sin(Hx_3 - \psi)]^2 \right) \left([-K^2 \cos(Kx_3 + \psi) + H^2 \cos(Hx_3 - \psi)] \right) - \\ &- \frac{k_1}{km_0} (a\Omega(-\sin(Kx_3 + \psi) - \sin(Hx_3 - \psi))) + \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 (1 + x_3) \cos 2\frac{V}{l} t + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \sin 2\frac{V}{l} t + \\ (3.43) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ \frac{m_1}{m_0} a\Omega[\Omega + 2V(K - H)](\cos(Kx_3 + \psi) - \cos(Hx_1 - \psi)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_3 - Vt) + \varphi_0\right), \\ \bar{f}_2(a, x_2, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) &= \frac{a^3}{m_0} EA \left(k[-K \sin(Kx_1 + \psi) + H \sin(Hx_1 - \psi)]^2 \right) \left([-K^2 \cos(Kx_1 + \psi) + H^2 \cos(Hx_1 - \psi)] \right) \\ &- \frac{k_1}{km_0} (a\Omega[-\sin(Kx_1 + \psi) - \sin(Hx_1 - \psi)]) + \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 (1 + x_2) \cos 2\frac{V}{l} t + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \sin 2\frac{V}{l} t + \\ &+ \frac{m_1}{m_0} a\Omega[\Omega + 2V(K - H)](\cos(Kx_2 + \psi) - \cos(Hx_2 - \psi)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_2 - Vt) + \varphi_0\right) + g(x_2 - Vt) + \frac{m_1}{m_0} g \frac{2l}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{2l}(x_2 - Vt) + \varphi_0\right). \end{aligned}$$

Відповідно визначається також амплітудно-частотна характеристика динамічного процесу робочого органу, яка у випадку рівномірного розподілу сипкого середовища між скребками, визначається диференціальними рівняннями

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{-\mu k_1 \Omega (2\Omega + V(H - X))}{2[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a, \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \frac{\mu EA \left\{ \omega(K^4 + 4K^2H^2 + H^4) + V(K^5 + 2K^3H^2 - 2K^2H^3 - H^5) \right\}}{4m_0 k \pi [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a^2. \end{aligned} \quad (3.44)$$

Нижче, на рис.3.13 та рис.3.14, представленні залежності в часі амплітуди та частоти коливань робочого органу за різних швидкостей її руху.

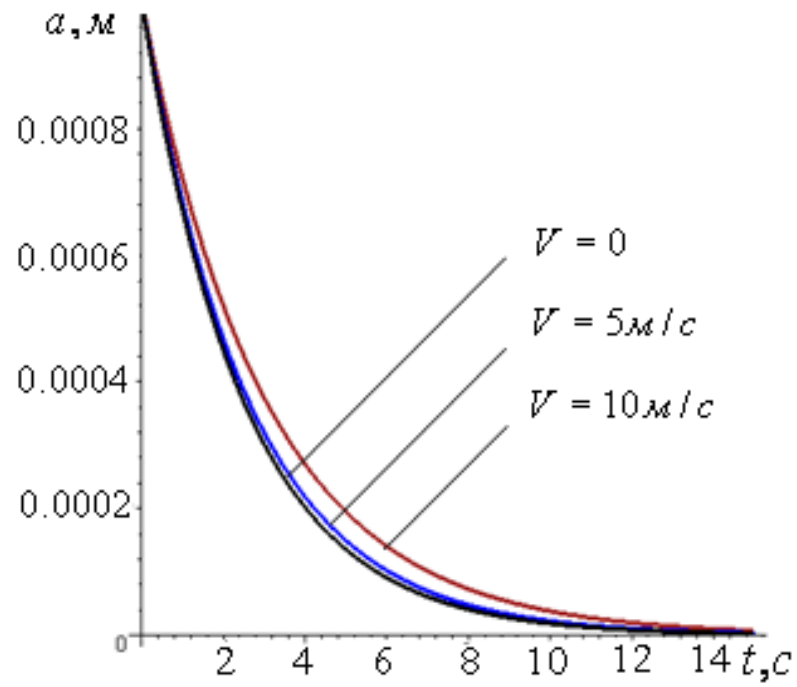
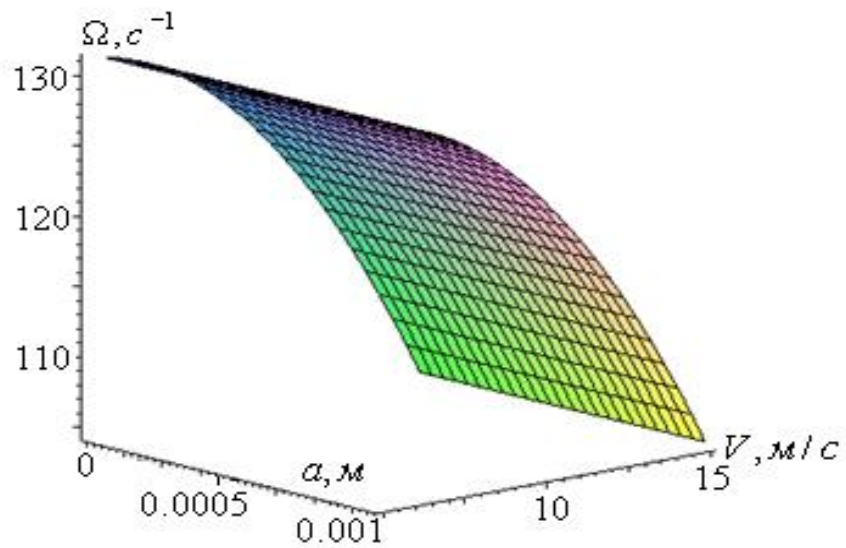
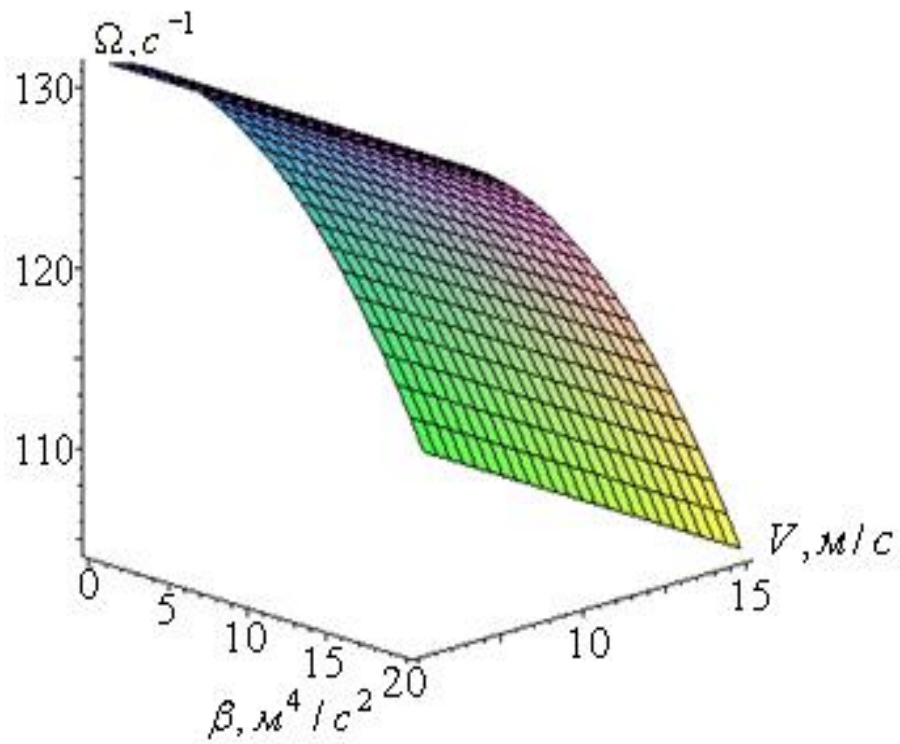


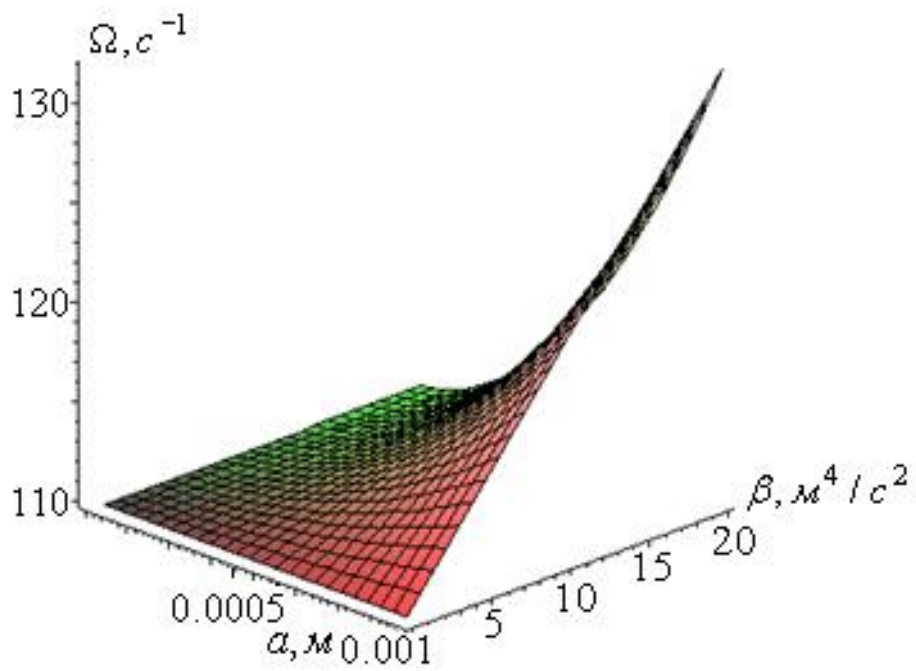
Рис. 3.13. Зміна в часі амплітуди коливань робочого органу за різних значень швидкостей її поздовжнього руху



a)



б)



в)

Рис. 3.14. Вплив амплітуди, швидкості руху та параметрів $\beta = \frac{kEA}{m_0}$ на частоту власних

коливань системи трубчастого скребкового конвеєра

Представлені графічні залежності показують, що:

- для більших значень швидкості руху робочого органу трубчастого скребкового конвеєра бистрота зникання амплітуди є меншою;
- домінуючу роль впливу на частоту коливань робочого органу відіграє швидкість її поздовжнього руху.

Наведене вище слід враховувати для дослідження більш складного випадку коливань робочого органу – резонансного.

3.5. Резонансні коливання гнучких двовимірних елементів в трубчастому скребковому конвеєрі

Набагато складнішим і одночасно більш важливішим з огляду на практичну сторону є дослідження резонансного випадку робочого органу [200]. Як наголошувалось вище, резонансні коливання в трубчастому скребковому конвеєрі можуть виникати на частотах кратних $\frac{2V}{l}$ або $\frac{\pi V}{2l}$ їх дробовим частинам. Із математичної сторони всі викладки, які стосуються резонансу зумовленого збуренням крайових умов (резонанс на частоті $\frac{2V}{l}$ або кратній чи дробовій її частині) ідентичні резонансу на іншій частоті (зумовленій нерівномірним розподілом маси сипкого середовища між скребками та використанням змінних Ейлера). Тому нижче зупинимось на більш важливому, на наш погляд, першому випадку, а для другого - наведемо тільки остаточні розрахункові залежності.

Зважаючи на вказане вище, розглянемо випадки

$$\Omega^2 = \left(\frac{p}{q} \frac{2V}{l} \right)^2 + \mu\Delta,$$

або

$$\Omega^2 = \left(\frac{p}{q} \frac{\pi V}{2l} \right)^2 + \mu\Delta, \quad (3.45)$$

де $\mu\Delta$ – відхилення квадрата власної частоти від частоти зовнішнього збурення. Оскільки це відхилення є порядку μ , то формально його можна віднести до правої частини рівняння (3.31). Таким чином у резонансному випадку, як і у нерезонансному, розв’язком задачі вважатимемо залежність (3.34) у котрій амплітуда та фаза коливань є функціями часу. Проте, у резонансному випадку визначальним параметром динамічного процесу є різниця фаз власних та вимушених коливань: $\phi = \psi - \mathcal{G}$. Якщо формально ввести цей параметр у залежність (3.34), то у резонансному випадку розв’язок буде представлятись у вигляді

$$u(x,t) = a(t)(\cos(Kx + \phi + \mathcal{G}) + \mathcal{G}(t)) - \cos(Hx - \phi - \mathcal{G}). \quad (3.46)$$

До того ж, на відміну від розглянутого нерезонансного випадку, у резонансному величини $\frac{da}{dt}$ та $\frac{d\psi}{dt}$, є функціями, що залежать не лише від амплітуди a , але і від різниці фаз ϕ ($\psi = \phi - \mathcal{G}$). Таким чином, базою для визначення основних амплітудно-частотних характеристик резонансного динамічного процесу є диференціальні рівняння

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \mu\Lambda(a, \phi); \\ \frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \mu\Xi(a, \phi). \end{aligned} \quad (3.47)$$

де $\Lambda(a, \phi)$, $\Xi(a, \phi)$ – невідомі функції, котрі необхідно знайти таким чином, щоб залежність (3.46), із урахуванням (3.47), задовольняла вихідну задачу із розглядуваним ступенем точності.

З урахуванням наведеного, шляхом диференціювання (3.46) по змінних t , x , отримуємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} &= a \frac{d\phi}{dt} [-\sin(Kx + \phi + \mathcal{G}) - \sin(Hx - \phi - \mathcal{G})] + \frac{da}{dt} [\cos(Kx + \phi + \mathcal{G}) - \\ &- \cos(Hx - \phi - \mathcal{G})] - a \frac{p}{q} \frac{2V}{l} [-\sin(Kx + \phi + \mathcal{G}) + \sin(Hx - \phi - \mathcal{G})]; \\ \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} &= \frac{d^2 a}{dt^2} [\cos(Kx + \phi + \mathcal{G}) - \cos(Hx - \phi - \mathcal{G})] - 2 \frac{da}{dt} \left(\frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right) \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \times [\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - a \frac{d^2 \phi}{dt^2} [\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \\ & + \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - a \left(\frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right)^2 [\cos(Kx + \phi + \vartheta) - \cos(Hx - \phi - \vartheta)]; \end{aligned} \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} &= \frac{da}{dt} [-K \sin(Kx + \phi + \vartheta) + H \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - \\ & - a \left(\frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right) [K \cos(Kx + \phi + \vartheta) + H \cos(Hx - \phi - \vartheta)]; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = a [-K^2 \cos(Kx + \phi + \vartheta) + H^2 \cos(Hx - \phi - \vartheta)].$$

Подібним чином як і для нерезонансного випадку, із (3.31), враховуючи (3.48), для першого наближення маємо систему лінійних неоднорідних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих функцій $\frac{da}{dt}$ та $\frac{d\phi}{dt}$

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} \{ & -2\Omega \sin(Kx + \phi + \vartheta) - 2\Omega \sin(Hx - \phi - \vartheta) - 2VK \sin(Kx + \phi + \vartheta) + 2VH \sin(Hx - \phi - \vartheta) \} + \\ & + a \left(\frac{d\phi}{dt} + \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \Omega \right) \left\{ -2\Omega \cos(Kx + \phi + \vartheta) + 2 \frac{p}{q} \frac{2V}{l} \cos(Kx + \phi + \vartheta) - \right. \\ & \left. - 2VK \cos(Kx + \phi + \vartheta) - 2VH \cos(Hx - \phi - \vartheta) \right\} = \varepsilon \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}). \end{aligned} \quad (3.49)$$

Після нескладних перетворень із них знаходимо

$$\begin{aligned} \cos(\phi + \theta) & \left\{ \frac{da}{dt} [(-2\Omega - 2VK) \sin Kx + (-2\Omega + 2VH) \sin Hx] + \right. \\ & \left. + a \left(\frac{d\phi}{dt} + \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \Omega \right) [(-2\Omega - 2VH) \cos Kx + (2\Omega - 2VH) \cos Hx] \right\} + \\ & + \sin(\phi + \theta) \left\{ a \left(\frac{d\phi}{dt} + \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \Omega \right) [(2\Omega + 2VK) \sin Kx + (2\Omega - 2VH) \sin Hx] + \right. \\ & \left. + \frac{d\phi}{dt} [(-2\Omega - 2VK) \cos Kx - (-2\Omega + 2VH) \cos Hx] \right\} = \varepsilon \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}). \end{aligned} \quad (3.50)$$

Усреднюючи [249-250] останні співвідношення за повільнозмінними величинами, визначаємо зв'язок між амплітудою та різницею фаз у вигляді

$$\begin{aligned}
\frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right. \\
&+ \left. \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) (\sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta}) \right) dx; \\
\frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \frac{\mu}{4\pi L a [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} - \right. \\
&- \left. \Theta(x) \int_0^L \left(\int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx. \right. \quad (3.51)
\end{aligned}$$

У наведених вище залежностях функції $\Psi(x)$ та $\Theta(x)$ мають вигляд аналогічний, як і для нерезонансного випадку. Це дозволяє у першому наближенні резонансні коливання робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, яка переміщає сипке середовище, описати залежністю (3.46), в котрій параметри $a(t)$ та $\phi(t)$ визначаються залежностями (3.51).

Подібним чином, як було наголошено вище, визначаються співвідношення, які описують резонансні коливання у випадку, коли власна частота коливань Ω близька до $\frac{\pi V}{2l}$ чи між ними існує зв'язок вигляду $q\Omega \approx p \frac{\pi V}{2l}$.:

$$\begin{aligned}
\frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \theta, \phi + \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right. \\
&+ \left. \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx; \\
\frac{d\bar{\phi}}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{\pi V}{2l} - \frac{\mu}{4\pi L a [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \left(\int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \sin(\bar{\phi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} - \right. \right. \\
&- \left. \left. \Theta(x) \int_0^L \left(\int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \cos(\bar{\phi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} \right) dx. \right. \quad (3.52)
\end{aligned}$$

Таким чином, у другому резонансному випадку коливання робочого органу описуються залежністю $u(x, t) = a(t) (\cos(Kx + \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) + \vartheta(t)) - \cos(Nx - \bar{\phi} - \bar{\vartheta})$ в якій параметри a та $\bar{\phi}$ визначаються залежністю (3.52) ($\psi = \bar{\phi} + \bar{\vartheta}$). Наведені вище загальні результати дозволяють для описати амплітудно-частотну характеристику поздовжніх коливань віток трубчастого скребкового конвеєра у вигляді:

$$\frac{da}{dt} = \frac{\mu}{2[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \{-k_1 \Omega (2\Omega + V(H - X))a + \alpha_1 \cos \phi + \alpha_2 \sin \phi\} \quad (3.53)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{\mu}{[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a \{\alpha_3 a^3 + \alpha_4 \cos \phi + \alpha_5 \sin \phi\}$$

де

$$\alpha_1 = \pi \left[-\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \int_0^L x \Psi(x) dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Theta(x) dx \right], \alpha_2 = \pi \left[\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L x \Theta(x) dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Psi(x) dx \right],$$

$$\alpha_3 = \frac{EA \{ \Omega (K^4 + 4K^2 H^2 + H^4) + V (K^5 + 2K^3 H^2 - 2K^2 H^3 - H^5) \}}{4m_0 a k \pi},$$

$$\alpha_5 = \pi \left[\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \int_0^L x \Theta(x) dx - \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Psi(x) dx \right], \alpha_4 = -\pi \left[\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L x \Psi(x) dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Theta(x) dx \right].$$

На базі отриманих співвідношень нижче представлені резонансні криві (рис.3.15) та закони зміни амплітуди при переході через головний резонанс (рис.3.16) та прирізних власних частот та швидкостей її руху в трубчастого скребкового конвеєра (рис.3.17).

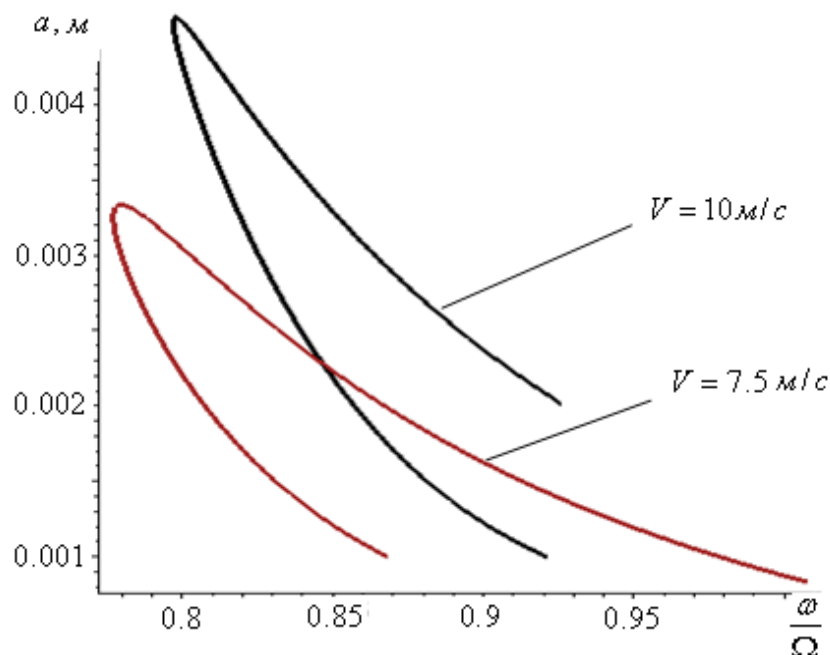


Рис. 3.15 Резонансні амплітуди за різних значень швидкості руху системи

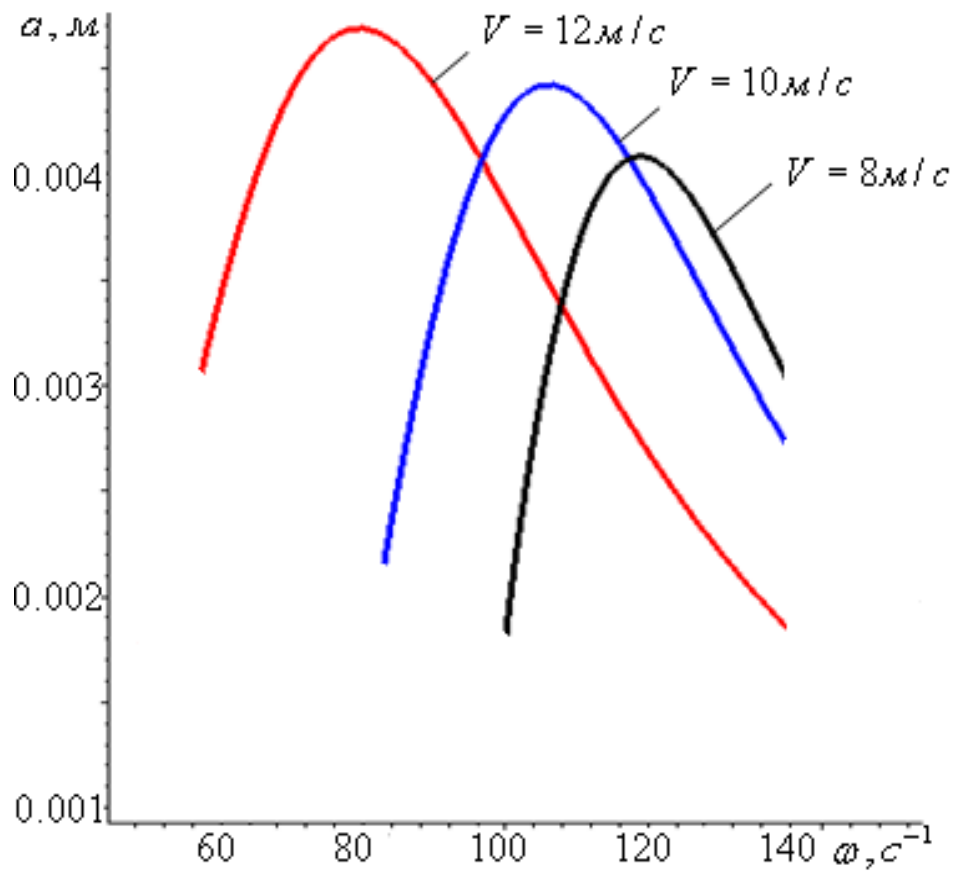
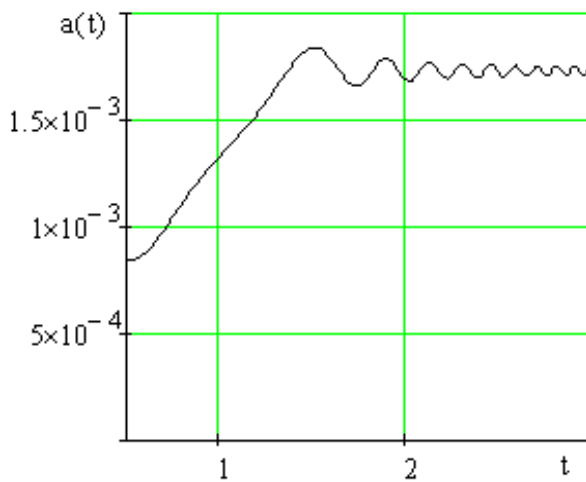
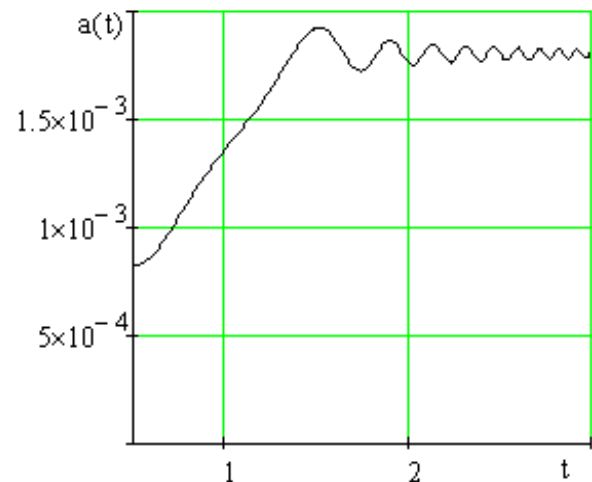


Рис. 3.16. Залежність амплітуди коливань від частоти вимушуючої сили при проходженні головного резонансу за різних швидкостей руху робочого органу



а)



б)

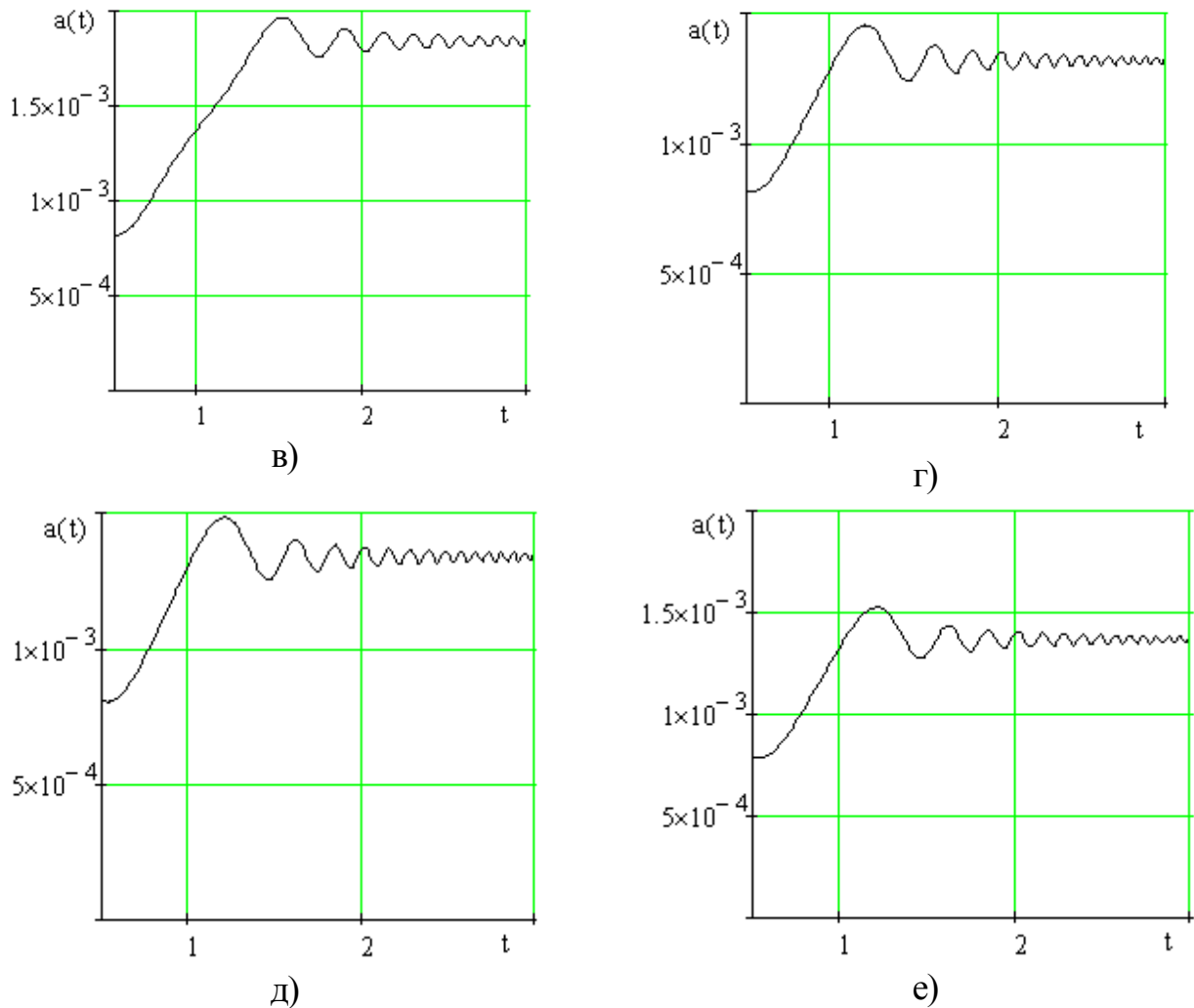


Рис. 3.17. Закони зміни амплітуд коливань робочого органу при переході через резонанс за частот власних коливань 100 с^{-1} – а), б), в) та 140 с^{-1} – г), д), е) швидкостей її руху 0 - а), г); 4 - б) д)Б; 10 - в), е)

Представлені графічні залежності показують, що на величину резонансної амплітуди впливають не тільки фізико-механічні, геометричні параметри робочого органу, але повздовжня складова швидкості її руху. Причому для невеликих швидкостей із зростанням величини останньої, резонансна амплітуда є більшою.

Момент асинхронного електродвигуна в околі номінальної швидкості обертання можна визначити з диференціального рівняння [209-210, 230]:

$$\frac{dM_{o\sigma}}{dt} + \frac{1}{\partial\tau} M_{o\sigma} + \frac{1}{V\omega_0\partial\tau} \cdot \varphi_1 = \frac{1}{V\partial\tau}, \quad (3.54)$$

$\partial\tau$ – складова часу що враховує перехідні процеси в двигуні; V – коефіцієнт крутизни статичної характеристики; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу.

Натяг робочого органу складається з монтажного натягу канату t_1 , опору пересування скребків і опору обертання напрямних блоків.

Монтажний натяг каната визначається з умов:

а) щоб стрілка прогину каната між скребками не перевищувала 0,2% від відстані між опорами, тобто :

$$f = \frac{q \cdot a_n^2 \cdot g}{8t_1} \leq 0,2a_n, \quad (3.55)$$

де f – прогин тягового каната; q – маса погонного метра канату; t_1 – монтажний натяг канату; a_n – віддаль між опорами, g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²).

$$t_1 \geq \frac{q \cdot g \cdot a_n}{16} \quad (3.56)$$

б) щоб виконувалася умова:

$$1,25 \frac{t_{\max}}{t_1} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (3.57)$$

де α – кут охоплення робочого органу ведучого шківа, рад; μ – коефіцієнт тертя каната по зірочці;

$$в) \quad (t_{\max} - t_1) \cdot r_n = M_{об} \quad (3.58)$$

Скориставшись наведеною методикою, в залежності від умов роботи, можна вибрати тип приводу, його потужність, а також назначити діаметр канату.

Для прикладу покажемо графік зміни зусиль у вітках канату (рис.3.18).

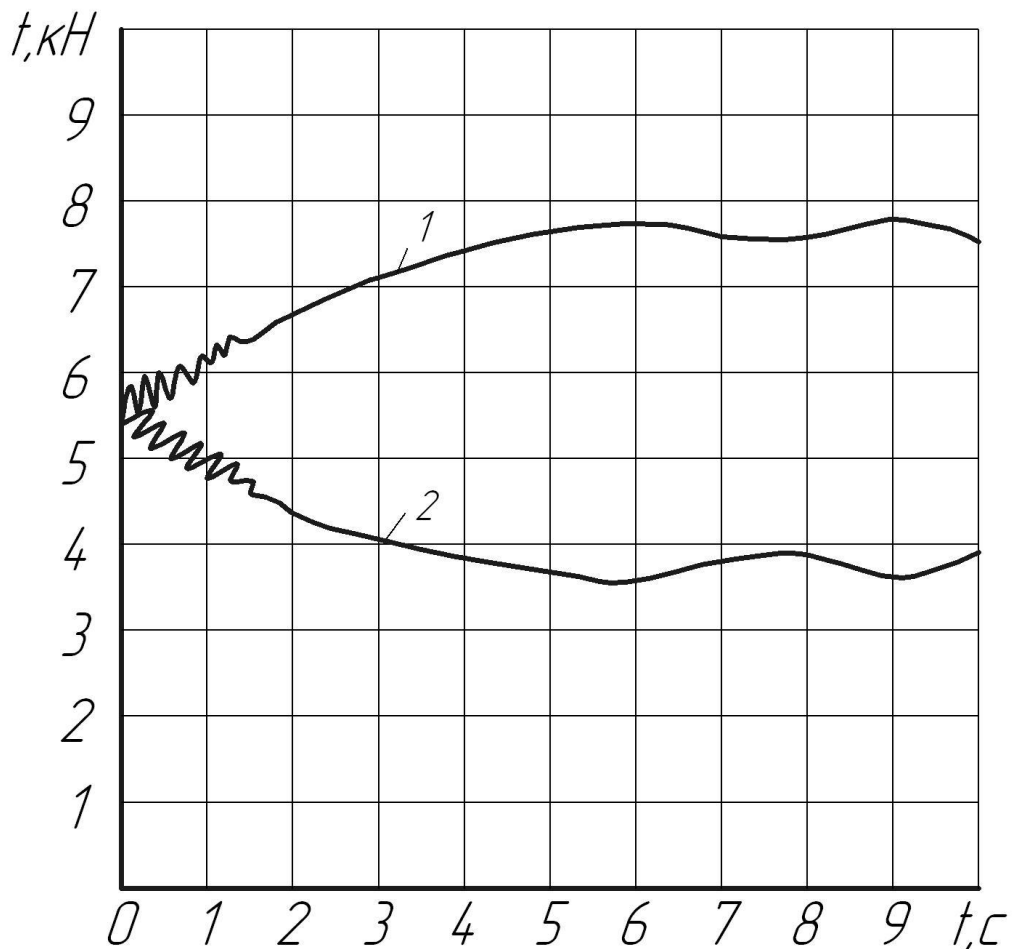


Рис. 3.18. Часові залежності зміни зусиль у вітках трубчастого скребкового транспортера: 1 – робоча вітка; 2 – холоста вітка.

Початковими умовами прийнято: $x(0) = 0$; $V(0) = V_0$; $\dot{\varphi}_1 = \omega_1$; $\dot{\varphi}_2 = \omega_2$;

$$\dot{x} = V; \frac{dV}{dt} = \frac{t_{\max} - t_1}{q \cdot l}$$

3.6. Висновки.

Розроблена методика дослідження динамічного процесу робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, який переміщає сипке середовище, дозволяє проаналізувати вплив швидкості руху та різної природи сил та крайових умов на закони зміни амплітудно-частотної характеристики. Отримані розрахункові формули для конкретних систем дають можливість зробити такі узагальнені висновки:

1. За лінійної постановки задачі частота (період) коливань робочого органу залежить лише від фізико-механічних характеристик, швидкості поздовжнього руху та

крайових умов, геометричних розмірів. У той же час у нелінійній – як від вказаної вище низки параметрів, так і від амплітуди коливань, причому, зі зростанням амплітуди коливань частота зростає для жорстких систем, а для м'яких – спадає.

2. Стала складова швидкості поздовжнього руху робочого органу суттєво впливає як на частоту власних її коливань, та і її амплітуду. Для більших значень сталої складової поздовжньої швидкості частота власних коливань є меншою.

3. У зв'язку із наведеним вище, явище резонансу для більших швидкостей поздовжнього руху має місце за менших власних частот вимушуючої сили. Резонансне значення амплітуди залежить як від геометричних розмірів робочого органу, так і швидкості її поздовжнього руху.

4. Величина резонансного значення амплітуди коливань лінви у 3- 4 рази більша за амплітуду нерезонансних коливань, а значить – максимальні динамічні напруження у вказаному випадку перевищують динамічні напруження усталеного процесу.

5. Зусилля у вітках трубчастого скребкового конвеєра в момент пуску коливається і збільшується від номінального на 40÷50%, це необхідно врахувати при виборі діаметра каната робочого органу.

РОЗДІЛ IV.
**ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-
 ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
 МАШИН**

4.1. Теоретичні обґрунтування геометрії гвинтових гофрованих робочих органів (ГГРО) сільськогосподарських машин.

Для сільськогосподарських машин для виконання відповідних транспортно-технологічних операцій розширення функціональних можливостей механізованих робіт з транспортування, завантаження та розвантаження сипких матеріалів запропоновано ряд конструктивно-технологічних схем компонування гвинтових гофрованих та гнучких конвеєрів.

Аналіз дав можливість виділити топологічні різновиди виконання ГГРО, які мають значні перспективи до використання: ГРО, гофровані на зовнішній ділянці поверхні витка; ГРО, гофровані на внутрішній ділянці поверхні витка; ГРО, гофровані на цій поверхні із змінною амплітудою гофрів у радіальному напрямку та постійними значеннями параметрів розміщення поверхонь зовнішнього та внутрішнього контурів відносно вісі спіралі.

На нашу думку, найпростішим методом опису їх геометрії є застосування методики, запропонованої в праці [357]. Так, зокрема, згідно [103, 105], узагальнене рівняння профільної поверхні ГРО має вигляд:

$$\begin{aligned}
 x &= [r(t, x_0) + r_1(t, x_1) \cos(\alpha_0 + \alpha_p + (t/b)(dV/dt)) + \\
 &+ r_2(t, x_2) \sin(\alpha_0 + \alpha_p + (dV/dt))] \cdot \cos(V_0 + t(dV/dt)); \\
 y &= [r(t, x_0) + r_1(t, x_1) \cos(\alpha_0 + \alpha_p + (t/b)(dV/dt)) + \\
 &+ r_2(t, x_2) \sin(\alpha_0 + \alpha_p + (t/b)(dV/dt))] \cdot \cos(V_0 + t(dV/dt)); \\
 z &= [Z_0 + r_1(t, x_1) \sin(\alpha_0 + \alpha_p + (t/b)(dV/dt)) + \\
 &+ r_2(t, x_2) \cos(\alpha_0 + \alpha_p + (t/b)(dV/dt))] + cV + AF(t, x_F),
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

де $r(t, x_0)$, $r_1(t, x_1)$, $r_2(t, x_2)$ – функціональні радіус-вектори; x_j – умовна змінна; α_p – кутова характеристика профілю; α_i – кутова координата у площині поперечного перерізу профілю; (dV/dt) , $(d\alpha/dt)$ – кутові швидкості оберткових відповідних функціональних радіусів-векторів [103, 105]; $AF(t, x_F)$ – функція гофровидності поверхні; $T(r, r_1, r_2)$ – функція кроку спіралі; R і r – радіус відповідно зовнішнього і внутрішнього контурів спіралі; ρ_0 – радіальна координата; $b = (dV/dt)/(d\alpha/dt)$.

Враховуючи вираз рівняння поверхні гвинтової спіралі можна подати у вигляді(4.1) [105]:

$$\vec{R}_i = x_{1i}\vec{q} + x_{2i}\vec{k}, \quad (4.2)$$

де $\vec{q} = \cos(V_0 + t(dV/dt))\vec{i} + \sin(V_0 + t(dV/dt))\vec{j}$.

Рівняння гвинтової спіралі [105, 357]:

$$\Pi = \left\{ \bigcup_{(i)} (x_{i1}\vec{q} + x_{i2}\vec{k}), i = \overline{1, m} \right\}. \quad (4.3)$$

де m – кількість поверхонь гофрованої спіралі (визначається згідно з правилами, поданими у роботі [105, 357]);

Введемо позначення:

$$\begin{aligned} S &= Z_0 + a_k (V_0 + (dV/dt)t); \quad \theta = \beta_0 \sin \left(\psi_0 + \left(\frac{d\psi}{dt} \right) t \right); \\ \alpha^* &= \frac{\pi}{2} + \alpha_A \sin \left(\frac{\alpha_A \tilde{m} t}{\pi} \cdot \frac{dV}{dt} + \alpha_0 \right); \quad \tau^* = \pi + \alpha^*; \quad \tau^{**} = \frac{\pi}{2} + \alpha^*; \\ \alpha_A &= \operatorname{arctg} \frac{f_1 - f_2}{L}; \\ G &= A \sin (V_0 + t(dV/dt)); \\ \xi_1^{\min} &= -0,5h; \quad \xi_1^{\max} = 0,5h. \end{aligned} \quad (4.4)$$

де f_1 і f_2 – лінійні амплітуди гофрів відповідно зовнішніми і внутрішніми контурами спіралі; \tilde{m} – кількість гофрів одного витка спіралі; h – товщина стрічки; t – варійований параметр; L – ширина витка; A, β_0 – лінійна та кутова амплітуди

гофрів; a_k – параметр кроку гвинтової лінії $a_k = T(r, r_1, r_2) / 2\pi$; θ, G, α_A – параметри гофрів.

Використовуючи вираз (4.1), та припустивши, що геометричні характеристики поперечного перерізу витка спіралі по її довжині є постійними, а поперечний переріз умовно описується багатокутником, складеним із сторін елементарних квадратів, одержано рівняння гофрованих спіралей шнеків, для різних топологічних варіантів їх виконання, які подані у додаток В.

При процесі моделювання ГРО гвинтових змішувачів доцільно визначати на основі конструктивних і технологічних параметрів та фізико-механічних властивостей їх робочого середовища. Основні обмеження конструктивні параметри для гофрованих спіралей задаються технологією виготовлення. Необхідно встановити спосіб виготовлення та параметри і режими відповідного процесу, а тому для виготовлення гофрованого робочого органу є зубчасті колеса з відповідним профілем зубів (рис. 4.1).

Визначимо зусилля P_0 , яке необхідне для гнуття заготовки у вигляді стрічки між двома прямозубими колесами.

Розглянемо цей випадок, як балку, що загинається навколо робочих ребер зубів в чотирьох точках E з радіусом згину r .

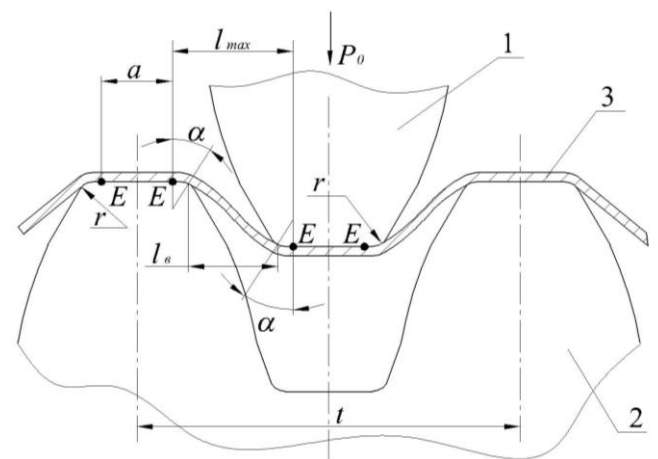


Рис. 4.1. Розрахункова схема формування гофроутворення:

1 – зуб верхнього колеса; 2 – зуб нижнього колеса; 3 – стрічка

Із умови рівності згинних моментів зовнішніх і внутрішніх сил та попередніх досліджень науковців [123] виведено рівняння:

$$M = P_0 \cdot l_B = \beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r}} - \frac{R_1^2 - r^2}{8} \right) \right], \quad (4.5)$$

де β - коефіцієнт, що враховує вплив середнього головного напруження σ_z ;

$\sigma_{T.0}$ - екстрапольована границя текучості матеріалу стрічки, МПа;

Π - лінійний модуль зміцнення, МПа;

b - ширина стрічки;

R_1 - зовнішній радіус гнуття стрічки, мм;

r - радіус заокруглення при вершині зубів;

S - товщина стрічки;

l_g - величина плеча, яке змінюється в процесі опускання зуба у впадину, визначається із геометричних співвідношень:

$$l_g = \frac{t}{2} - a - 2r \cdot \sin \alpha, \quad (4.6)$$

де t - крок зубів;

a - величина прямолінійної ділянки зуба;

α - кут гнуття, що утворюється в результаті переміщення крайньої точки контакту матеріалу із заокругленнями зубів.

Тоді

$$P_0 = \frac{\beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r}} - \frac{R_1^2 - r^2}{8} \right) \right]}{\frac{t}{2} - a - 2r \cdot \sin \alpha}. \quad (4.7)$$

Найменше зусилля гофроутворення має місце при горизонтальному розміщенні стрічки на початку гнуття при $l_{\max} = \frac{t}{2} - a$, найбільше – в кінці, коли

$\alpha \rightarrow 90^\circ$. Для цього випадку

$$P = \frac{\beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r}} - \frac{R_1^2 - r^2}{8} \right) \right]}{\frac{t}{2} - a - 2r}. \quad (4.8)$$

Аналізуючи процес формоутворення гофр між двома кінчними зубчастими колесами (рис. 4.2), встановлено, що згідно (4.6) плече l_g змінюється рівномірно вздовж всієї ширини заготовки.

Отже, сила гофроутворення на більшому радіусі гнуття менша ніж на меншому радіусі гнуття.

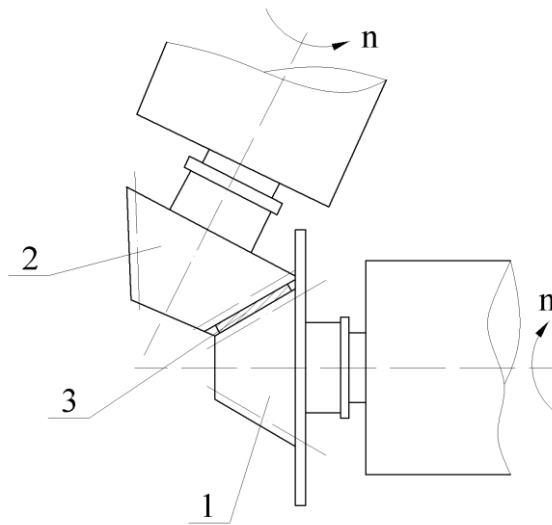


Рис. 4.2. Схема формоутворення гофрованої поверхні кінчними колесами:

1 – ведуче кінчне колесо, 2 – ведене кінчне колесо, 3 – стрічка

Зусилля, необхідне для гофрування двома кінчними зубчастими колесами P_{cp} , визначаємо як середнє значення зусиль гнуття по більшому і по меншому радіусах з врахуванням сили тертя на переміщення заготовки:

$$P_{cp} = \frac{P_3 + P_B}{2}. \quad (4.9)$$

Згідно (4.7)

$$P_3 = \frac{\beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_3^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_3}} - \frac{R_1^2 - r_3^2}{8} \right) \right]}{\frac{t}{2} - a_3 - 2r_3 \cdot \sin \alpha}; \quad (4.10)$$

$$P_B = \frac{\beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_B^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_B}} - \frac{R_1^2 - r_B^2}{8} \right) \right]}{\frac{t_B}{2} - a_B - 2r_B \cdot \sin \alpha}, \quad (4.11)$$

де P_3 і P_B - відповідно зусилля гофроутворення по більшому і меншому радіусах;
 t_3 і t_B - відповідно крок зубів на зовнішньому і на внутрішньому діаметрах
 конічних зубчастих коліс;

a_3 і a_B - відповідно величини прямолінійних ділянок зубів на зовнішньому і на
 внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс;

r_3 і r_B - відповідно радіуси заокруглення при вершинах зубів на зовнішньому і на
 внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс.

Крім вищезгаданих способів утворення гофр можна використовувати прями та
 конічні колеса із зубами, що відповідають профілю утворюваної гофри (рис. 4.3).
 Перевагою цього методу над попередніми є те, що в процесі гнуття утворюються
 криволінійні ділянки.

Зусилля гофроутворення колесами із спеціальними зубами P_0 визначено
 аналогічно до зусиль при використанні модульних зубчастих коліс. Змінюється
 лише значення плеча l_g :

$$l_g = \frac{t}{2} - 2r_3 \sin \alpha. \quad (4.12)$$

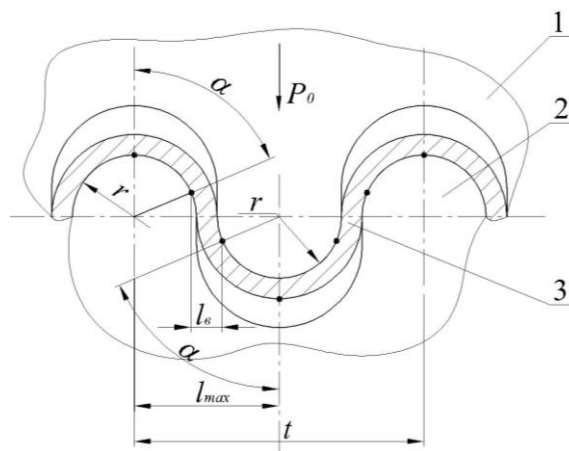


Рис. 4.3. Розрахункова схема гофроутворення колесами із спеціальним
 закругленим профілем зубів: 1 – зуби верхнього колеса, 2 – зуби нижнього
 колеса, 3 – стрічка

Для прямозубих коліс:

$$P_{0np} = \frac{\beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_3^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_3}} - \frac{R_1^2 - r_3^2}{8} \right) \right]}{\frac{t}{2} - 2r_3 \cdot \sin \alpha}. \quad (4.13)$$

Для конічних коліс:

$$P_{cp} = \frac{P_3 + P_B}{2}; \quad (4.14)$$

$$P_3 = \frac{\beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_3^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_3}} - \frac{R_1^2 - r_3^2}{8} \right) \right]}{\frac{t_3}{2} - 2r_3 \cdot \sin \alpha}; \quad (4.15)$$

$$P_B = \frac{\beta \cdot b \cdot \left[\sigma_{T.0} \cdot \left(\frac{S}{2} \right)^2 + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_B^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_B}} - \frac{R_1^2 - r_B^2}{8} \right) \right]}{\frac{t_B}{2} - 2r_B \cdot \sin \alpha}. \quad (4.16)$$

Зусилля згинання розраховано без впливу сил тертя, що діють в контактних зонах.

Як показано в [331] сили тертя в контактних зонах спричиняють розтягування заготовки і відповідно зміщення радіуса нейтральної поверхні в зоні згину.

Тоді залежність зусилля згинання буде відрізнятись від залежності без врахування сил тертя на величину коефіцієнта k_T .

$$P_T = k_T \cdot P; \quad (4.17)$$

$$k_T = \frac{2l}{2l + (tg\gamma - f_1 + f_2)S}, \quad (4.18)$$

де γ - кут, що охоплює зону змінання, для широких стрічок $\gamma \rightarrow 0$;

f_1, f_2 – коефіцієнти тертя на першому і другому зубі відповідно.

Оскільки зуби виконані з однакового матеріалу, то $f_1=f_2$, і тому k_T є незначним. Зусилля формоутворення з достатньою для практичних цілей точністю можна визначити за залежностями (4.13-4.16)

На основі рівнянь (4.13-4.17) побудовано графіки залежності сили гофроутворення від товщини і ширини стрічки, а також кроку гофр (рис. 4.4–4.6).

Під час навивання гофрованої заготовки на оправу з радіусом r відбувається розтяг зовнішніх шарів на величину Δm і стиск внутрішніх шарів на величину Δn .

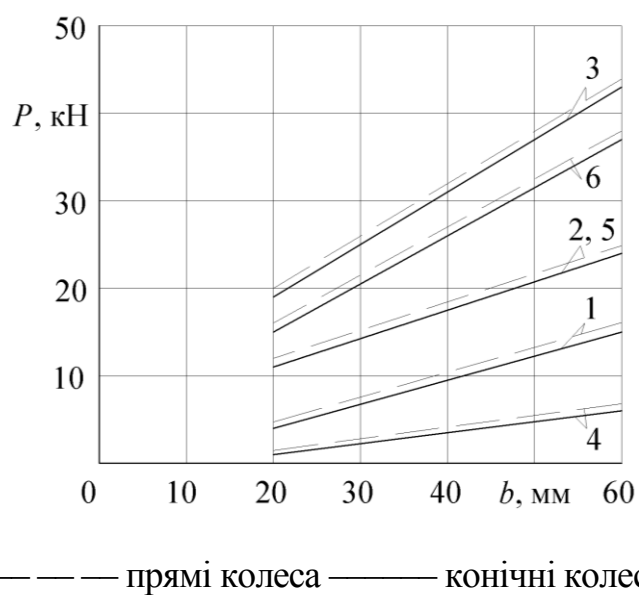


Рис. 4.4. Залежність сили гофроутворення від ширини стрічки ($t=20\text{мм}$; $\alpha=60^\circ$):

сталь 08кп – 1) $S=1,5\text{мм}$; 2) $S=2\text{мм}$; 3) $S=2,5\text{мм}$;

алюміній – 4) $S=1,5\text{мм}$; 5) $S=2\text{мм}$; 6) $S=2,5\text{мм}$

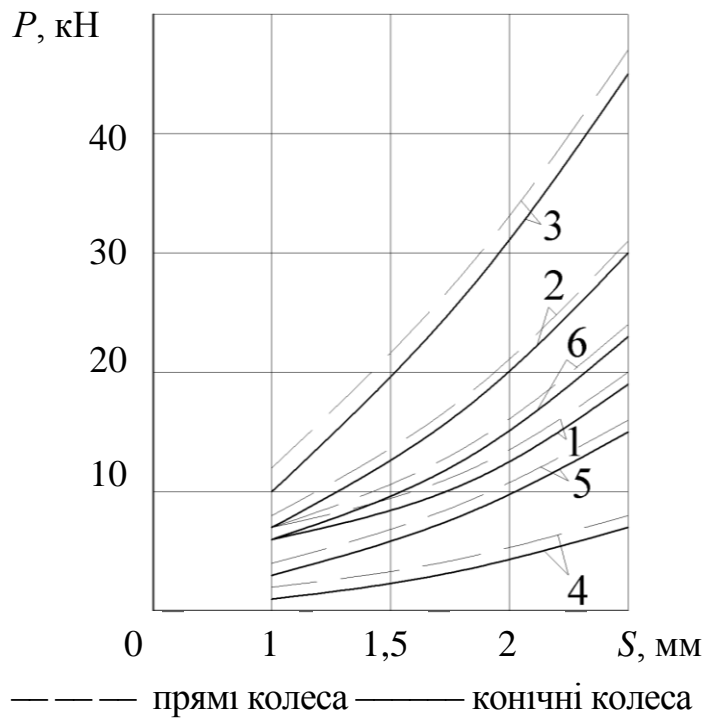


Рис. 4.5. Залежність сили гофроутворення від товщини стрічки ($t=40\text{мм}$; $\alpha=70^\circ$):

сталь 08кп – 1) $b=10\text{мм}$; 2) $b=20\text{мм}$; 3) $b=40\text{мм}$;

алюміній – 4) $b=20\text{мм}$; 5) $b=30\text{мм}$; 6) $b=60\text{мм}$

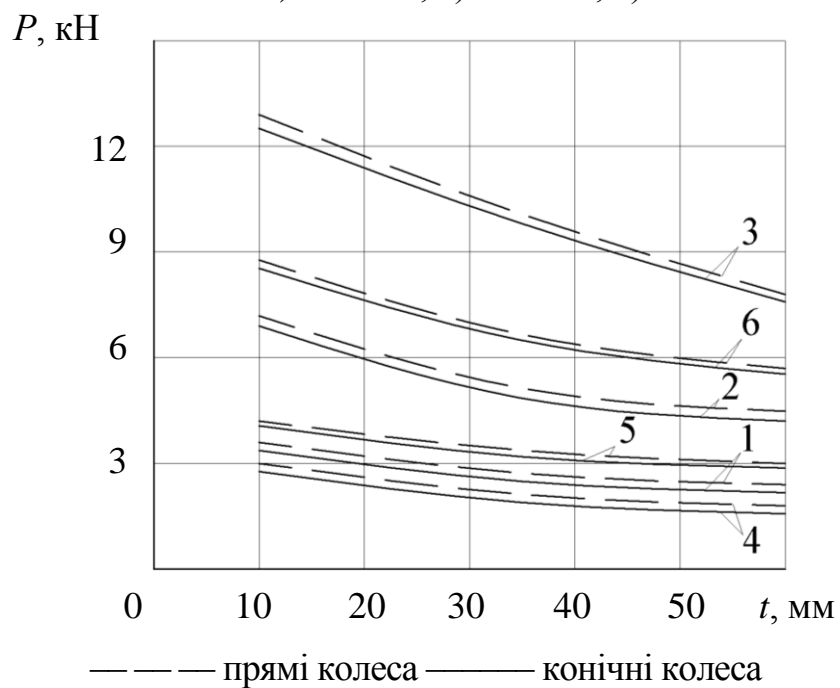


Рис. 4.6. Залежність сили гофроутворення від кроку гофр ($S=2,5\text{мм}$; $\alpha=80^\circ$):

сталь 08кп – 1) $b=20\text{мм}$; 2) $b=40\text{мм}$; 3) $b=60\text{мм}$;

алюміній – 4) $b=30\text{мм}$; 5) $b=40\text{мм}$; 6) $b=50\text{мм}$

Розглянемо елементарну частину гофрованої стрічки шириною b із кроком гофрування f_2 під час деформування навколо оправи (рис. 4.7). Розтяг верхніх шарів Δm і стиснення нижніх Δn відбувається до умовного нейтрального шару з радіусом ρ_0 , який приймаємо приблизно $r_1 + \frac{b}{2}$. Із фігури CDO визначаємо величину стиснутого шару n :

$$n = r_1 \alpha, \quad (4.19)$$

де α з ΔKLO : $\alpha = \arcsin \frac{f_2}{4\rho_0} \approx \arcsin \frac{f_2}{4\left(r_1 + \frac{b}{2}\right)}$.

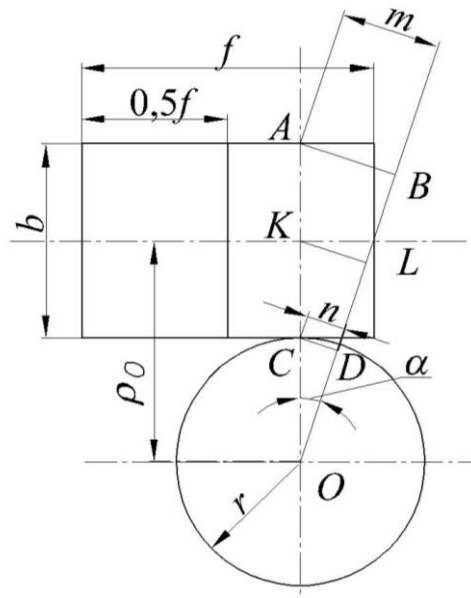


Рис. 4.7. Схема розрахунку деформації стрічки при навиванні на оправку
Тоді величина стиску Δn дорівнює:

$$\Delta n = \frac{f_2}{4} - n = \frac{f_2}{4} - r \arcsin \left(\frac{f_2}{4\rho_0} \right). \quad (4.20)$$

Визначаємо величину розтягнутого шару:

$$m = (r_1 + b) \cdot \alpha. \quad (4.21)$$

Визначимо величину розтягу за залежністю:

$$\Delta m = m - \frac{f_2}{4} = (r + b) \arcsin \left(\frac{f_2}{4\rho_0} \right). \quad (4.22)$$

4.2. Дослідження кінематики сипкого вантажу у конвєєрі із гофрованим робочим органом

Важливою умовою високоефективного використання кормів при виробництві продукції тваринництва є годування тварин і птиці повноцінними кормовими сумішами, збалансованими за поживними речовинами, вітамінами і мікроелементами у відповідності до запланованої продуктивності. Особливе місце при цьому відводиться якості змішування кормової суміші, яка прямою мірою впливає на продуктивність тварин і птиці. Для зменшення енергетичних витрат і підвищення якості змішування сипких матеріалів розроблено ряд оригінальних конструкцій гвинтових змішувачів із гофрованим робочим органом. Тому оцінка якості роботи змішувачів необхідна як при їхній експлуатації, так і при проектуванні нових.

Для встановлення характеру навантаження на складові частини конвєєра по всій його довжині розглянемо рух частинки вантажу в координатах xuz (рис. 4.8). Після встановлення характеру цього руху і силових факторів визначимо характер навантажень на робочий орган та кожух під час переміщення вантажу.

Розглянемо режим роботи конвєєра, в склад якого входить гофрований шнек осьовим рухом. Із умови контакту частинки вантажу A з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею кожуха, її розміщення визначається радіальним параметром R і кутовим параметром θ . [51, 60].

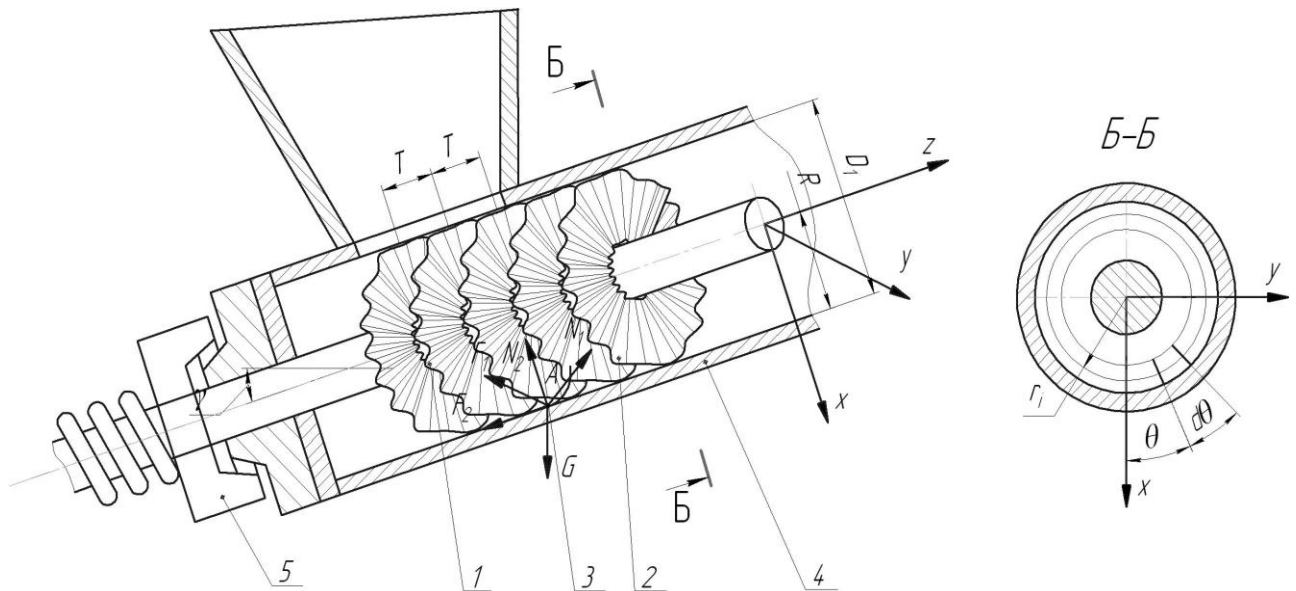


Рис. 4.8. Розрахункова схема переміщення частинки вантажу у нахиленому гвинтовому конвеєрі: 1 – привідний вал; 2 – гофрований шнек; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух; 5 – муфта

Розглянемо режим роботи конвеєра, в склад якого входить гофрований шнек осьовим рухом. Із умови контакту частинки вантажу А з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею кожуха, її розміщення визначається радіальним параметром R і кутовим параметром θ . [51, 60].

В параметричному вигляді координати частинки А визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_A = R \cdot \cos \theta; \\ y_A = R \cdot \sin \theta; \\ z_A = \frac{T(\omega t - \theta)}{2\pi} + A \sin(k(\omega t - \theta)), \end{cases} \quad (4.23)$$

де x_A, y_A, z_A , – координати частинки, м;

R – радіальний параметр частинки, м;

θ – кутовий параметр частинки, рад;

ω – кутова швидкість робочого органу, рад/с;

t – час, с;

A – висота гоф, $A = tg\gamma(R - R_1) + A_1$, м;

k – кількість гофр на одному витку.

Швидкості руху частинки відносно шнека в напрямку осей x, y, z :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A - \dot{x}_{1u}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A - \dot{y}_{1u}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A - \dot{z}_{1u}, \end{cases} \quad (4.24)$$

$\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A$, - проекції швидкості руху частинки на осі координат xuz , м/с;

$\dot{x}_{1u}, \dot{y}_{1u}, \dot{z}_{1u}$ – проекції швидкості руху шнека на осі координат xuz , м/с.

Оскільки кожух нерухомий, то швидкості руху частинки відносно кожуха в напрямку осей x, y, z , дорівнюють:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{x}_A; \\ \dot{y}_2 = \dot{y}_A; \\ \dot{z}_2 = \dot{z}_A. \end{cases} \quad (4.25)$$

Проекції швидкості руху частинки знаходимо, диференціюючи рівняння (4.23) для загального випадку, коли $R \neq const$:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{dR}{dt} \cos \theta - R \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + A \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \cdot k \cdot \cos(k \cdot (\omega \cdot t - \theta)). \end{cases} \quad (4.26)$$

Згідно з (4.24), враховуючи залежність (4.26) і також те, що частота обертання частинки відрізняється від частоти обертання шнека знаходимо

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{dR}{dt} \cos \theta + R \cdot \sin \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cdot \cos \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right). \end{cases} \quad (4.27)$$

Модулі швидкості руху частинки відносно робочого органу і кожуха визначаємо за формулами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2}; \quad (4.28)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_A^2 + \dot{y}_A^2 + \dot{z}_A^2}. \quad (4.29)$$

Підставляючи рівняння (4.27) у (4.28) і (4.29), приймаючи допущення, що частинка перебуває у постійному контакті із жолобом і радіальний параметр частинки не змінюється в часі ($R=const$), після скорочень, отримаємо:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)\left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 + 2Ak \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t)}; \quad (4.30)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 + 2A \cdot \frac{T}{2\pi} \cdot k \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 \cdot \cos(k \cdot (\omega \cdot t) - \theta) + A^2 k^2 \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 \cos^2(k \cdot (\omega \cdot t) - \theta)} \quad (4.31)$$

Прискорення частинки визначаємо, диференціюючи рівняння (4.27) при $R=const$

$$\begin{cases} \ddot{x} = R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y} = R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z} = -\frac{T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2} - A \cdot k^2 \frac{d^2\theta}{dt} \sin(k \cdot \omega \cdot t - \theta) - A \cdot k^2 \cos(k(\omega - \frac{d\theta}{dt}) \cdot t). \end{cases} \quad (4.32)$$

Результати числових та експериментальних досліджень, а також досліджень, представлених в роботі [78] 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.

Під час змішування сипких матеріалів використовуємо швидкохідні конвеєри. Розглянемо стабільний режим транспортування у швидкохідному конвеєрі, в якому вантаж рухається по гвинтовій траєкторії і для якого дійсні умови: $\frac{d\theta}{dt} = const = \omega_q$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = const$. Тоді проекції швидкості руху

частинки відносно шнека на осі системи координат хуз будуть становити:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \cdot (\omega - \omega_q) \cdot \sin(\omega_q \cdot t); \\ \dot{y}_1 = -R \cdot (\omega - \omega_q) \cdot \cos(\omega_q \cdot t); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} (\omega - \omega_q) + A \cdot k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot \cos(k \cdot t \cdot (\omega - \omega_q)). \end{cases} \quad (4.33)$$

ω_q - кутова швидкість частинки на робочому органі.

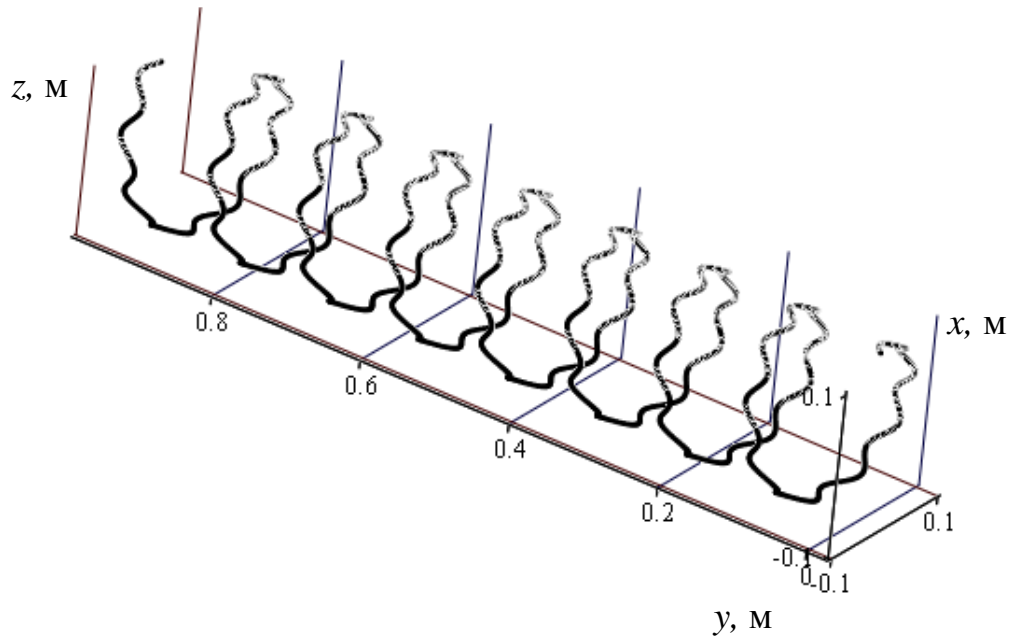


Рис. 4.9. Траєкторія руху частинки у швидкохідному конвеєрі, з гофрованим шнеком: $R=0,1\text{м}$; $\omega=32\text{ рад/с}$; $T=0,2\text{м}$; $A=0,01\text{м}$; $k=15$

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

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = R \cdot \omega_q \cdot \sin(\omega_q t); \\ \dot{y}_2 = -R \cdot \omega_q \cdot \cos(\omega_q t); \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi} (\omega - \omega_q) + A \cdot k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot \cos(k \cdot t \cdot (\omega - \omega_q)). \end{cases} \quad (4.34)$$

Модулі швидкості руху частинки

$$|\dot{s}_1| = (\omega - \omega_q) \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + 2A \frac{T}{2\pi} k \cos(k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot t) + A^2 k^2 \cos^2(k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot t)}; \quad (4.35)$$

$$|\dot{s}_2| = (\omega - \omega_u) \sqrt{\frac{T^2}{4\pi^2} + 2Ak \cos(k \cdot (\omega - \omega_u) \cdot t) \frac{T}{2\pi} + A^2 k^2 \cos^2(k \cdot (\omega - \omega_u) \cdot t)}. \quad (4.36)$$

На основі формули (4.36) будовані графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у тихохідному конвеєрі в часі (рис. 4.10)

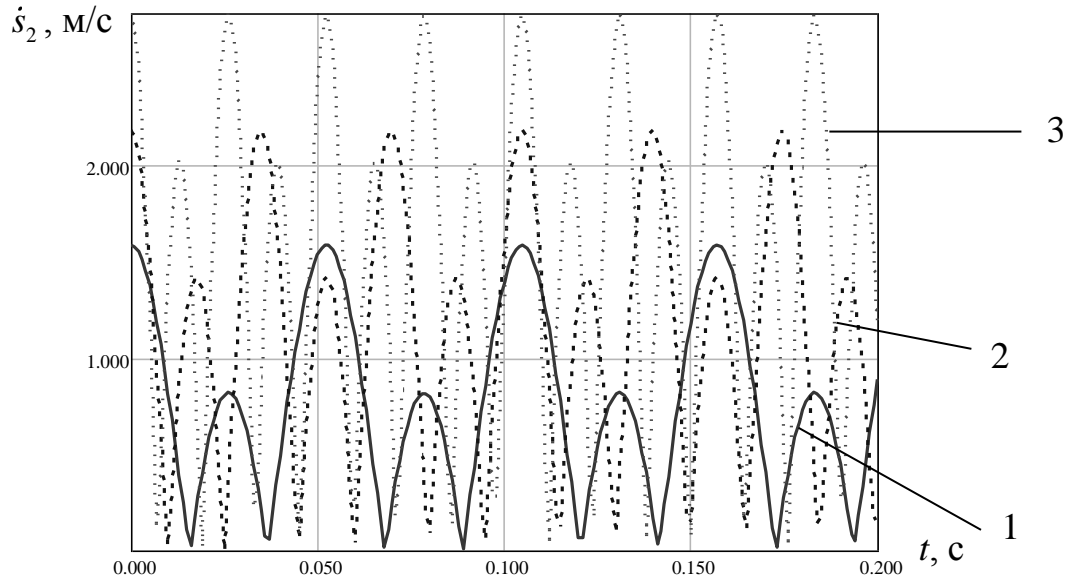


Рис.19. Графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у швидкохідному конвеєрі в часі $\omega = 32$ рад/с, $R = 0,1$ м, $T = 0,2$ м, $A = 0,01$ м:

$$1 - k = 10; 2 - k = 15; 3 - k = 20$$

Прискорення частинки визначаємо за рівняннями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = R \cdot \omega_u \cos(\omega_u t) (\omega - \omega_u); \\ \ddot{y} = R \cdot \omega_u \sin(\omega_u t) (\omega - \omega_u); \\ \ddot{z} = -A \cdot k^2 \cdot \cos(k \cdot (\omega - \omega_u) \cdot t). \end{cases} \quad (4.37)$$

На основі графіків рис. 4.10 можна зробити висновки, що при застосуванні шнеків з коливним осьовим рухом відбувається коливання швидкості транспортування вантажу, що покращує умови змішування сипких вантажів.

4.3. Дослідження енергосилових параметрів у конвеєрі із шнеком з коливним осьовим рухом

Рівняння для визначення силових параметрів під час переміщення частинки згідно рис. 4.8 можна знайти на основі рівняння рівноваги всіх сил, що прикладені до неї [51, 265, 326]:

$$\begin{cases} \sum x = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m\ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m\ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m\ddot{z} + G_z = 0, \end{cases} \quad (4.38)$$

де N_{1x} , N_{1y} , N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x , y , z , Н;

N_{2x} , N_{2y} , N_{2z} – проекції нормальної реакції від поверхні кожуха відповідно на осі x , y , z , Н;

F_{1x} , F_{1y} , F_{1z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею шнека відповідно на осі x , y , z , Н;

F_{2x} , F_{2y} , F_{2z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею кожуха відповідно на осі x , y , z , Н;

m – маса частинки, кг;

G_x , G_y , G_z – проекції сили ваги відповідно на осі x , y , z , Н.

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

$$\vec{N}_1 = N_1 \vec{n}; \quad (4.39)$$

$$\vec{N}_2 = N_2 \vec{n}, \quad (4.40)$$

де N_1 , N_2 – нормальні реакції відповідно від поверхні шнека та поверхні кожуха, Н;

\vec{n} – вектор нормалі.

Сили тертя F_1 та F_2 від вказаних реакцій N_1 та N_2 направлені протилежно вектору відносної швидкості частинки, а їх проекції можна визначити за залежностями:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1x} = -f_1 N_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1y} = -f_1 N_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1z} = -f_1 N_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|}; \end{array} \right. \quad (4.41)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{2x} = -f_2 N_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2y} = -f_2 N_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2z} = -f_2 N_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}, \end{array} \right. \quad (4.42)$$

де F_1, F_2 – сили тертя, що виникають між частинкою та відповідно з поверхнею шнека та поверхнею кожуха, Н;

f_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека;

f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха;

\dot{s}_1 – модуль абсолютної швидкості руху частинки по шнеку, м/с;

\dot{s}_2 – модуль абсолютної швидкості руху частинки по кожуху, м/с;

$\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1$ – швидкості руху частинки відносно шнека в напрямку осей x, y, z , м/с;

$\dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{z}_2$ – швидкості руху частинки відносно кожуха в напрямку осей x, y, z , м/с.

У загальному вигляді коефіцієнти тертя залежать від швидкості руху

частинки і їх можна визначити за формулами:

$$f_1 = f_{01} + k|\dot{s}_1|; \quad (4.43)$$

$$f_2 = f_{02} + k|\dot{s}_2|, \quad (4.44)$$

де f_{01} , f_{02} – початкове значення коефіцієнтів тертя відповідно між вантажем і шнеком та між вантажем і кожухом;

k – коефіцієнт, що враховує величину зміни коефіцієнта тертя залежно від швидкості руху частинки.

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

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

$$\begin{cases} N_{1x} = -N_1 \cdot \sin \alpha \sin \theta \sin \beta; \\ N_{1y} = N_1 \cdot \cos \alpha \cos \theta \cos \beta; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos \alpha; \end{cases} \quad (4.45)$$

$$\begin{cases} N_{2x} = -N_2 \cdot \cos \theta; \\ N_{2y} = -N_2 \cdot \sin \theta; \\ N_{2z} = 0, \end{cases} \quad (4.46)$$

де α – кут нахилу витків робочого органа, рад;

β - кут при основі гофри, рад.

Проекції сили ваги частинки на осі координат xuz :

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos \gamma; \\ G_y = 0; \\ G_z = -mg \cdot \sin \gamma, \end{cases} \quad (4.47)$$

де γ – кут нахилу осі шнека, рад;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Враховуючи (4.41), (4.42), (4.45-4.47) рівняння (4.48) набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \sum x = N_1 \left(-\sin \alpha \sin \theta \sin \beta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum y = N_1 \left(\cos \alpha \cos \theta \cos \beta - f_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - f_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum z = N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{z} + G_z = 0. \end{cases} \quad (4.48)$$

У розширеному вигляді систему рівнянь (4.48) можна записати наступним чином:

Розв'язуючи систему рівнянь (4.48), 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 [51, 265, 326].

$$\left\{ \begin{array}{l}
N_1 \left(-\sin \alpha \sin \theta \sin \beta - f_1 \frac{R \cdot \sin \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos \theta - f_2 \frac{-R \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}}{|\dot{s}_2|} \right) - \\
-m \left(R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) + mg \cdot \cos \gamma = 0; \\
N_1 \left(\cos \alpha \cos \theta \cos \beta - f_1 \frac{-R \cdot \cos \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - f_2 \frac{R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}}{|\dot{s}_2|} \right) - \\
-m \left(R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) = 0; \\
N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-f_2 \frac{\frac{T}{2\pi} \left(\omega - \omega_g \right) + A \cdot k \cdot \left(\omega - \omega_g \right) \cdot \cos(k \cdot \left(\omega - \omega_g \right) \cdot t)}{|\dot{s}_2|} \right) - \\
-m \cdot \left(-\frac{T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2} - A \cdot k^2 \frac{d^2\theta}{dt} \sin(k \cdot \omega \cdot t - \theta) - A \cdot k^2 \cos(k \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \cdot t) \right) - mg \cdot \sin \gamma = 0.
\end{array} \right. \quad (4.49)$$

Із третього рівняння системи (4.48) отримаємо:

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m\ddot{z} - G_z}{-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \quad (4.50)$$

Із першого і третього рівнянь системи (4.48) отримаємо:

$$N_1 = \frac{\frac{m\ddot{z} - G_z}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + m\ddot{x} - G_x}{-\sin \alpha \sin \theta \sin \beta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} + \frac{\left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}} \quad (4.51)$$

Розглянемо також стабільний режим транспортування у швидкохідному конвеєрі, в якому вантаж рухається по криволінійній траєкторії і для якого дійсні умови: $\theta = \text{const}$, $\frac{d\theta}{dt} = 0$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = \text{const}$. Нормальна реакція від поверхні шнека на основі (4.51), із врахуванням (4.38):

$$N_1 = \frac{m \left(\frac{-A \cdot k^2 \omega^2 \sin(k \cdot \omega \cdot t) - g \cdot \sin \gamma}{-f_2} \cos \theta - g \cdot \cos \gamma \right)}{-\sin \alpha \sin \theta \sin \beta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} - \frac{\left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right)}{f_2} \cos \theta}. \quad (4.52)$$

Нормальна реакція від поверхні кожуха на основі формули (4.50):

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m \left(-A \cdot k^2 \omega^2 \sin(k \cdot \omega \cdot t) + g \cdot \sin \gamma \right)}{-f_2}. \quad (4.53)$$

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 [151]:

$$m_g = \frac{\pi \cdot i (D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T_0 \rho, \quad (4.54)$$

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:

$$M = N_1 \cdot R(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + N_2 R f_2. \quad (4.55)$$

Потужність на приводі шнека

$$N = \frac{Mn}{9750}. \quad (4.56)$$

Реальне значення величини крутного моменту є більшим унаслідок особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортної системи, тертя в опорах і визначається за формулою

$$M_p = k_n k_n k_T k_\epsilon M, \quad (4.57)$$

де k_n – коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, защемлення й залипання вантажу;

k_n – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека;

k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах ;

k_ϵ – коефіцієнт, що враховує зміну міжвиткового об'єму.

Продуктивність конвеєра

$$Q = \psi \cdot k_\gamma \cdot \varphi_0 \cdot \dot{z}_2 \frac{(4R^2 - d^2)}{4}, \quad (4.58)$$

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

Питомі енерговитрати на переміщення вантажу

$$w = \frac{N}{Q \cdot L}. \quad (4.59)$$

Змішуючу здатність конвеєра як коміркової моделі, згідно [96] можна визначити за безрозмірної концентрації індикатора, введеного на початку конвеєра, на виході із зони змішування

$$C_e(t_{bn_p}) = C_{n_p}^{n_k} p_k^{n_k} q^{n_p - n_k} = \frac{n_p!}{n_k!(n_p - n_k)!} p_k^{n_k} (1 - p_k)^{n_p - n_k} \quad (4.60)$$

Згідно (4.37) та (4.51) динамічні впливи гвинтового гофрованого органу, що призводить до зміщення спіралі будуть пропорційні амплітуді гофрів та квадрату їх кількості k на повному витку.

Відповідно підвищення ймовірності переходу частинки з однієї комірки в іншу можна апроксимувати залежність

$$p_{k.z.} = p_k \cdot (1 + \xi A k^2) \quad (4.61)$$

де ξ експериментальний коефіцієнт; p_k - ймовірність переходу частинки для гвинтового конвеєра (наприклад секційний) де в якості комірки приймається проміжок між сусідніми витками, для якого [97]

$$p_k = \psi_3 = v_z \varphi_0 / (v_{z3} \varphi_3), \quad (4.62)$$

де φ_3 , v_{z3} та φ_0 , v_z - коефіцієнт заповнення та опосередкована осьова швидкість потоку, відповідно, в зоні змішування й транспортування.

Відповідно безрозмірну концентрацію індикатора на виході кормозмішувача з гофрованим робочим органом можна визначити за залежністю

$$\begin{aligned} C_e(t_{bn_p}) &= C_{n_p}^{n_k} p_k^{n_k} q^{n_p - n_k} = \frac{n_p!}{n_k!(n_p - n_k)!} p_k^{n_k} (1 - \xi A k^2)^{n_k} \left[(1 - \xi A k^2) \frac{1 - p_k(1 - \xi A k^2)}{(1 - p_k)} \right] = \\ &= (1 - \xi A k^2) \left(1 + \frac{p_k}{q_k} \xi A k^2 \right) \end{aligned} \quad (4.63)$$

де p_k - ймовірність переходу довільної частинки із комірки в комірку; n_k - кількість комірок; $q_{k.z.} = 1 - p_k$ - частинка не захопиться гофрою і залишиться в попередній комірці; n_p - безрозмірна концентрація індикатора становить

$$C_j(n_p) = C_{n_p}^j p^j q^{n_p - j}.$$

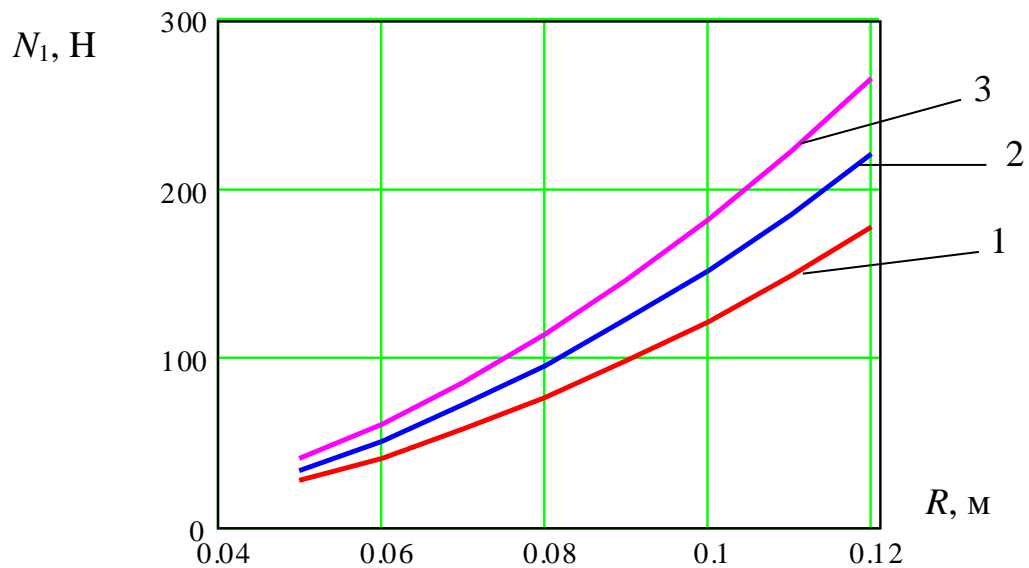


Рис. 4.11. Графіки залежності нормальної реакції поверхні шнека від радіуса шнека:
 $\gamma=30$ град, $L=1,5$ м, $d=0,04$ м, $n=100$ об/хв:
 1 - $\varphi_0=0,4$; 2 - $\varphi_0=0,5$; 3 - $\varphi_0=0,6$

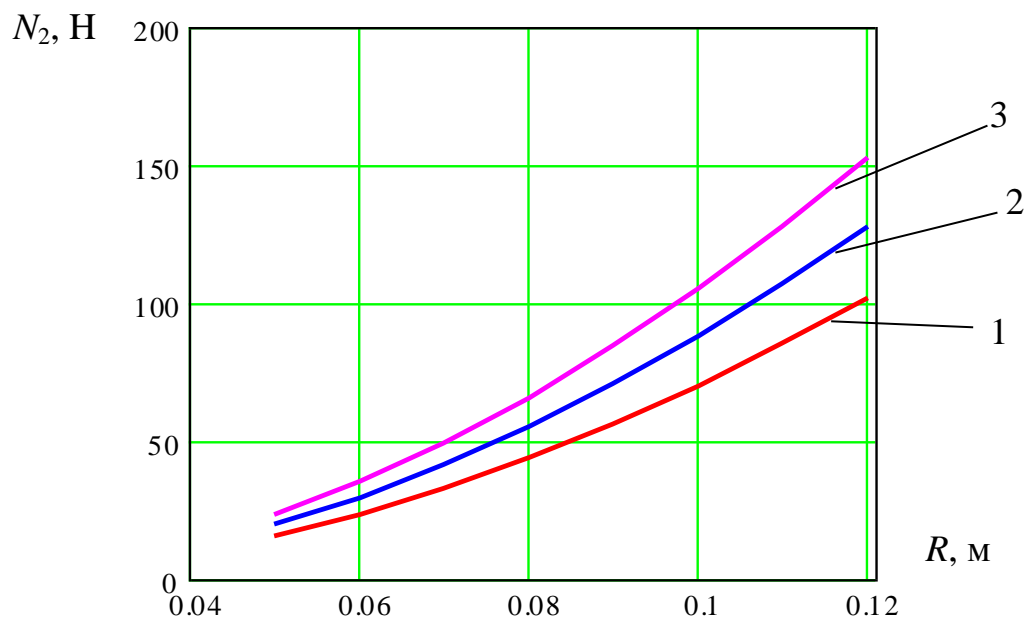


Рис. 4.12. Графіки залежності нормальної реакції поверхні кожуха від радіуса шнека: $\gamma=30$ град, $L=1,5$ м, $d=0,04$ м, $n=100$ об/хв:
 1 - $\varphi_0=0,4$; 2 - $\varphi_0=0,5$; 3 - $\varphi_0=0,6$

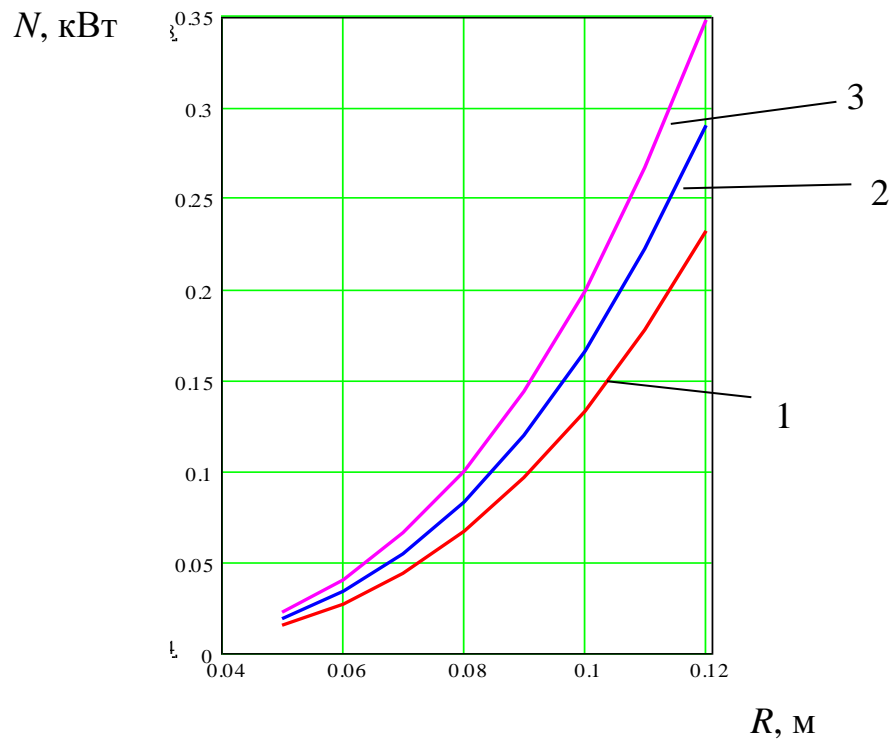


Рис. 4.13. Графіки залежності потужності привода конвеєра від радіуса шнека:

$\gamma=30$ град, $L=1,5$ м, $d=0,04$ м, $n=100$ об/хв:

1 - $\varphi_0=0,4$; 2 - $\varphi_0=0,5$; 3 - $\varphi_0=0,6$

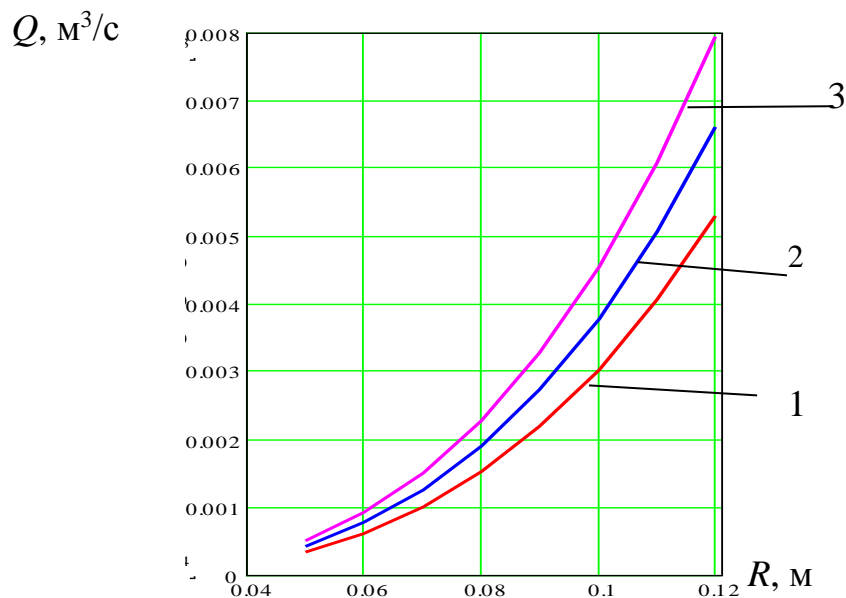


Рис. 4.14. Графіки залежності продуктивності конвеєра від радіуса шнека: $\gamma=30$ град,

$L=1,5$ м, $d=0,04$ м, $n=100$ об/хв:

1 - $\varphi_0=0,4$; 2 - $\varphi_0=0,5$; 3 - $\varphi_0=0,6$

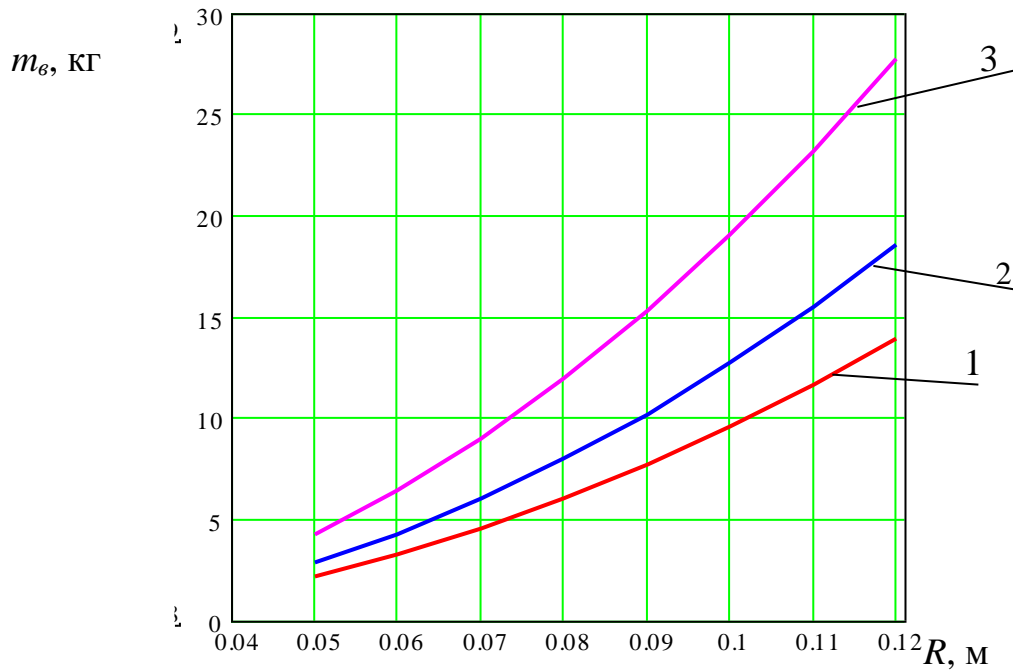


Рис. 4.15. Графіки залежності маси вантажу, що одночасно перебуває у конвеєрі від радіуса шнека: $\gamma=30$ град, $L=1,5$ м, $d=0,04$ м, $n=100$ об/хв: 1 - $\varphi_0=0,4$; 2 - $\varphi_0=0,5$; 3 - $\varphi_0=0,6$

З графіків, представлених рис. 4.11-4.15 випливає, що використання гофрованих шнеків дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу. Ця перевага перш за все досягається за рахунок зменшення на 16-24 % маси вантажу, що одночасно піддається транспортуванню (рис. 4.15) 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 на 15-20 % нижча, ніж при використанні шнеків із постійним кроком.

4.4 Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра

Транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів у замкнутих технологічних магістралях є одним з основних способів їх переміщення у виробничих процесах.

Робота більшості транспортуючих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. В практиці транспортування сипких вантажів за допомогою гвинтового конвеєра часто спостерігаються випадки його пуску в завантаженому стані, після попередньої зупинки без вивантаження вмісту, наприклад у дозаторах чи навантажувачах зерна та інших сипких сільськогосподарських матеріалів. Явища, які виникають у цьому випадку, суттєво відрізняються від пуску порожнього гвинтового конвеєра. Крім цього, зовнішні навантаження на робочі елементи конвеєрів носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи конвеєра, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних частин конвеєра. За різними даними стійкість суцільних шнеків, які працюють на криволінійних трасах з малими локальними радіусами кривизни не перевищує 40 год. роботи, внаслідок циклічних знакозмінних навантажень. Тому одним із напрямків вирішення даної проблеми є застосування секційних гвинтових робочих органів шарнірно з'єднаних між собою.

Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, технологічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик секційних гвинтових робочих органів викладені в багатьох літературних джерелах [49, 67, 227, 326]. Проте не враховано змінні навантаження, що виникають у гвинтових конвеєрах, та не розглянуто детально моменти інерції елементів системи.

В процесі роботи гвинтових робочих органів гвинтового секційного конвеєра (рис. 4.16.) виникають навантаження, що спричиняють вихід із ладу його робочих частин, коли кут відносного повертання між двома сусідніми секціями перевищує допустимий, що визначається із умови міцності складових частин конвеєра. При цьому встановлено, що величина кута відносного повертання при динамічних навантаженнях перевищує величину при статичних навантаженнях.

На основі вищесказаного виникає необхідність у дослідженні динамічних навантажень на елементи гвинтового секційного конвеєра та характер переміщення

його складових. Ці переміщення можна знайти за допомогою вирішення диференціальних рівнянь руху. Для спрощення розрахунків здійснюємо деяку ідеалізацію системи, не враховуючи другорядні фактори.

Гнучкий гвинтовий секційний робочий орган конвеєра (рис. 4.11) виконано у вигляді послідовно розміщених спіралей 1 і 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з окремими секціями 3 і 4 оправки. Ці секції внутрішніми еліпсними отворами 5 є у жорсткій взаємодії з болтовим еліпсним з'єднанням 6 з еліпсним поперечним січенням через пружний циліндричний кільцевий елемент 7, який вільно встановлений між двома секціями на тілі еліпсного болта. При цьому у лівій секції оправки 3 виконано напівсферичний отвір 8, який є у взаємодії з сферичною головкою 9 еліпсного болта 6 і закритий кришкою відомої конструкції з в'язким мастилом 11. При цьому спіралі 1 і 2 мають можливість гнучкості однієї відносно іншої за рахунок сферичної поверхні 8, зазорів між болтовим з'єднанням і зазору між секціями оправок 3 і 4.

Розрахункову схему гвинтового секційного робочого органу конвеєра можна представити так, як це показано на (рис.4.17) Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані між собою пружними зв'язками, які допустимо невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості [197, 203].

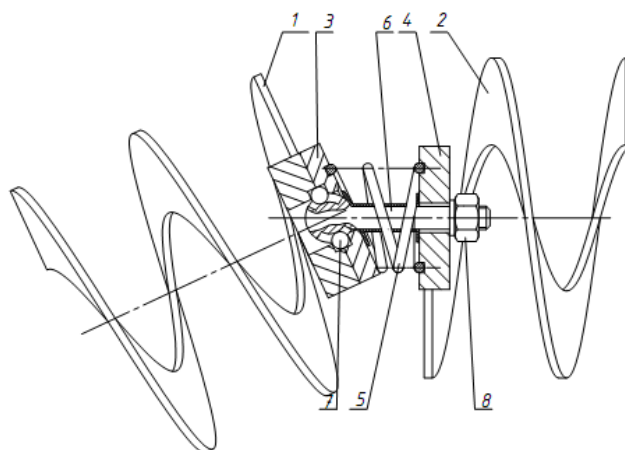


Рис. 4.16. Конструктивна схема гвинтового секційного робочого органу конвеєра [288]: 1, 2 – спіралі; 3 і 4 – оправки; 5 – пружина; 6 – шарнірне болтове з'єднання; 7 – кулька; 8 – гайка

Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів знехтувано.

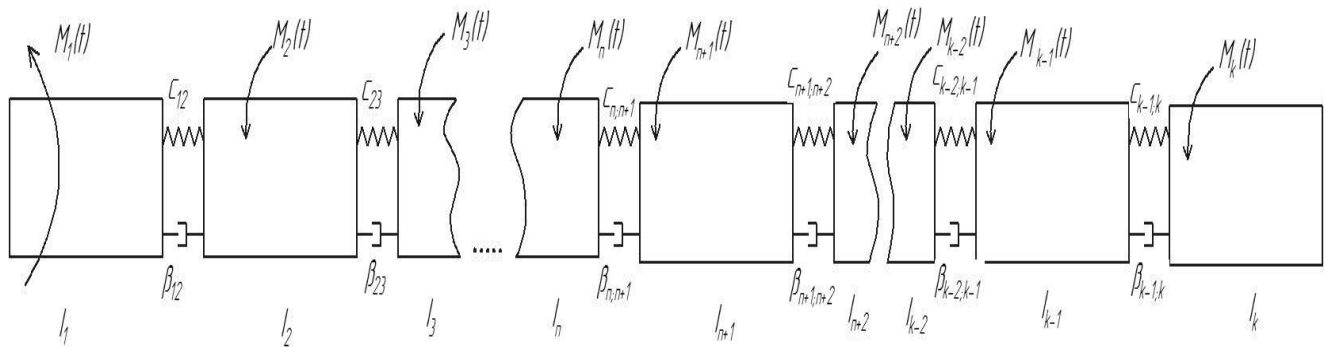


Рис. 4.17. Розрахункова схема гвинтового секційного робочого органа конвеєра

До зосереджених мас віднесемо: I_1 – момент інерції ротора двигуна; $I_2 \dots I_k$ – моменти інерції секцій конвеєра, де k – кількість секцій конвеєра. Крім цього на рисунку показано C_{12} – жорсткість з'єднання між двигуном та першою секцією конвеєра, $C_{12} \dots C_{k-1,k}$ – жорсткості з'єднань між секціями конвеєра, β_{12} – коефіцієнт демпфування між двигуном і першою секцією $\beta_{23} \dots \beta_{k-1,k}$ – коефіцієнти демпфування між сусідніми секціями. Двигун створює момент приводу $M_1(t)$, при цьому на кожній секції виникає момент опору $M_2(t) \dots M_k(t)$.

Для початку роботи конвеєра можна виділити етапи поступового зростання моментів опору $M_k(t)$ на кожній секції через певні проміжки часу по мірі переміщення вантажу.

Оскільки подача вантажу здійснюється поступово, зростання моментів опору $M_k(t)$ представлено зростаючими постійними залежностями із наступною стабілізацією на певному максимальному рівні.

Залежність моментів опору окремих секцій гвинтового конвеєра представимо функціями:

$$M_{k1}(t) = \frac{M_{k \max}}{t_n} (t - (k-1)t_1) \quad (4.64)$$

де $M_{k1}(t)$ – момент опору на k -ій секції конвеєра, Н·м;

$M_{k \max}$ – максимальний момент опору на k -ій секції, Н·м;

t_n – час, на протязі якого проходить поступове навантаження секції, с;

t_1 – час, на протязі якого відбувається переміщення вантажу між сусідніми секціями, с.

Час переміщення вантажу між сусідніми секціями визначають за формулою:

$$t_1 = \frac{2\pi(L_c + l_1)}{T \cdot (\omega - \omega_g)}, \quad (4.65)$$

де L_c – довжина секції, м;

l_1 – відстань між секціями, м;

ω – кутова швидкість обертання секцій, рад/с;

ω_g – кутова швидкість обертання вантажу, рад/с;

T – крок витків секцій, м.

Використовуючи рівняння (4.63), моменти опору представимо залежностями:

$$M_k(t) = \frac{M_{k1}(t) + M_{k\max}(t) - |M_{k1}(t) - M_{k\max}(t)| + |M_{k1}(t) + M_{k\max}(t) - |M_{k1}(t) - M_{k\max}(t)||}{4} \quad (4.66)$$

Зміну моменту навантаження згідно рівняння (4.66) представлено у вигляді графіків на (рис.4.18).

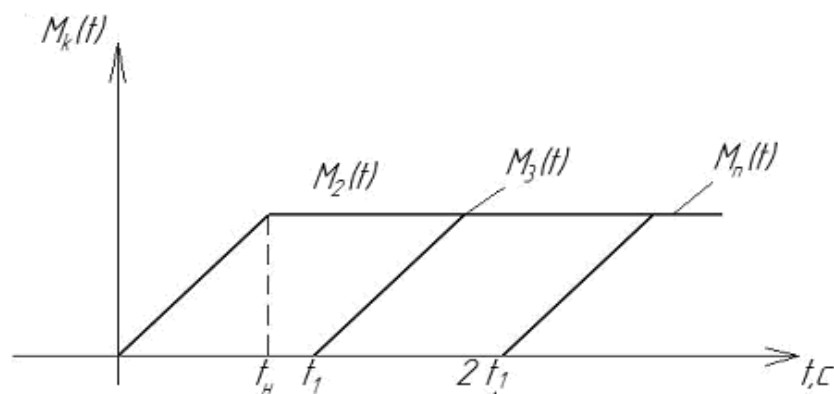


Рис. 4.18. Графіки зміни моментів опорів на гвинтових секціях конвеєра

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено систему диференціальних рівнянь згідно розрахункової схеми на (рис. 4.17).

$$\gamma_1 = \psi_1 + \psi_2 + \dots + \psi_k; \quad (4.71)$$

$$\gamma_1 = \varphi_1 - \varphi_k. \quad (4.72)$$

Якщо у спряженнях секцій є зазори, то необхідно врахувати повертання секцій на його величину. Оскільки зазори порівняно малі, то кут повороту на величину зазору знаходимо за формулою:

$$\gamma_2 = \frac{\delta}{R_2}, \quad (4.73)$$

де δ - величина зазору, м;

R_2 - радіус спряження секцій, м.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі (рис. 4.18 і 4.19), відносної швидкості повороту секцій в часі (рис. 4.20 і 4.21), динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі (рис. 4.22 і 4.23).

Кут повороту останньої ланки секцій відносно першої визначали за формулою:

$$\sum \gamma_2 = \frac{\sum_{k=1}^{k-1} \delta_k}{R}. \quad (4.74)$$

Жорсткості секцій шнека $C_{23} \dots C_{k-1;k}$ залежить від жорсткості гвинтових елементів і визначається за формулою:

$$C_{23} = \frac{EI_x \cdot \cos^2 \alpha + GI_p \cdot \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha \right) \cdot \frac{L_c}{\sin \alpha}}, \quad (4.75)$$

де E – модуль пружності I роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;

I_x – осьовий момент інерції поперечного січення витка гвинтового елемента, мм⁴; α

– середній кут нахилу витків гвинтового елемента, рад;

G – модуль пружності II роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;

I_p – полярний момент інерції поперечного січення гвинтового елемента, мм⁴.

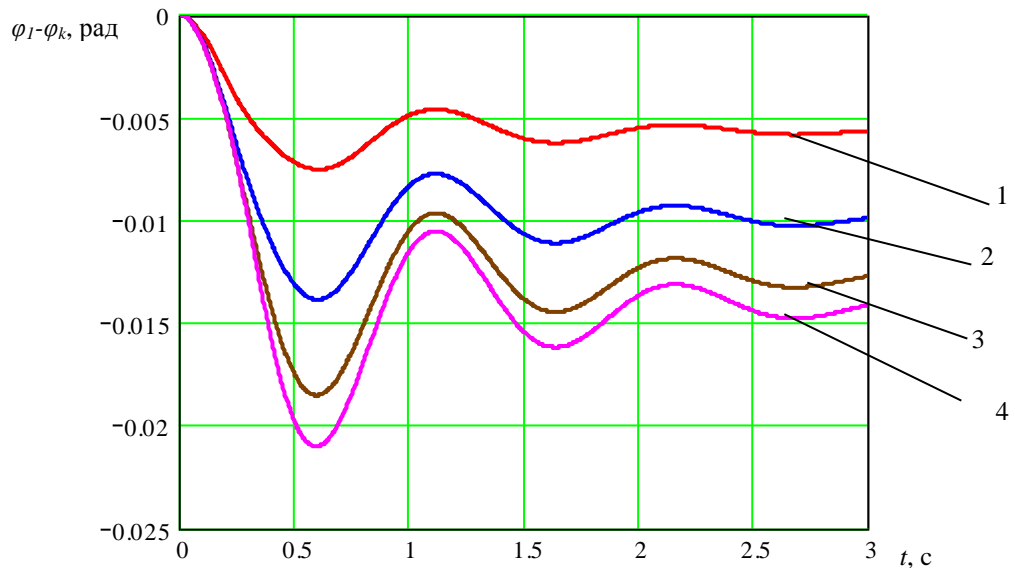


Рис. 4.18. Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра:

1 - $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 - $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 - $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 - $\varphi_1 - \varphi_5$

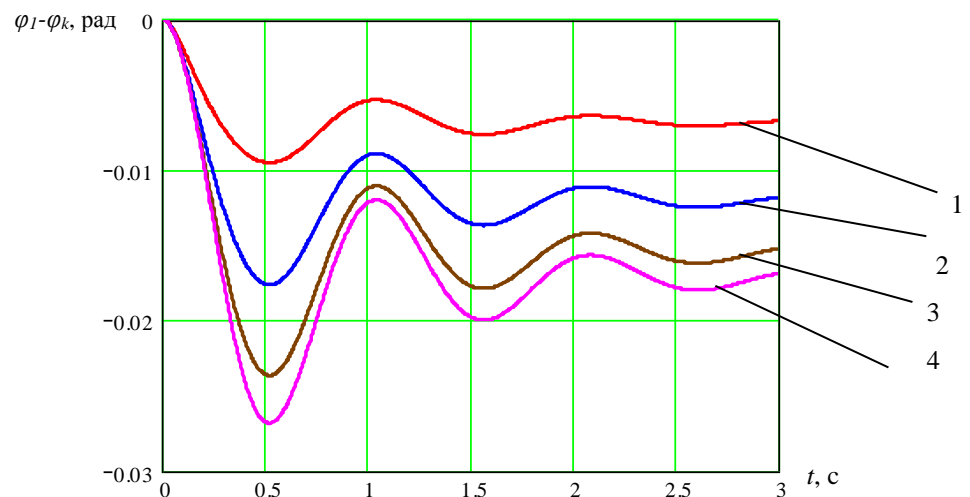


Рис. 4.19 Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра:

1 - $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 - $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 - $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 - $\varphi_1 - \varphi_5$

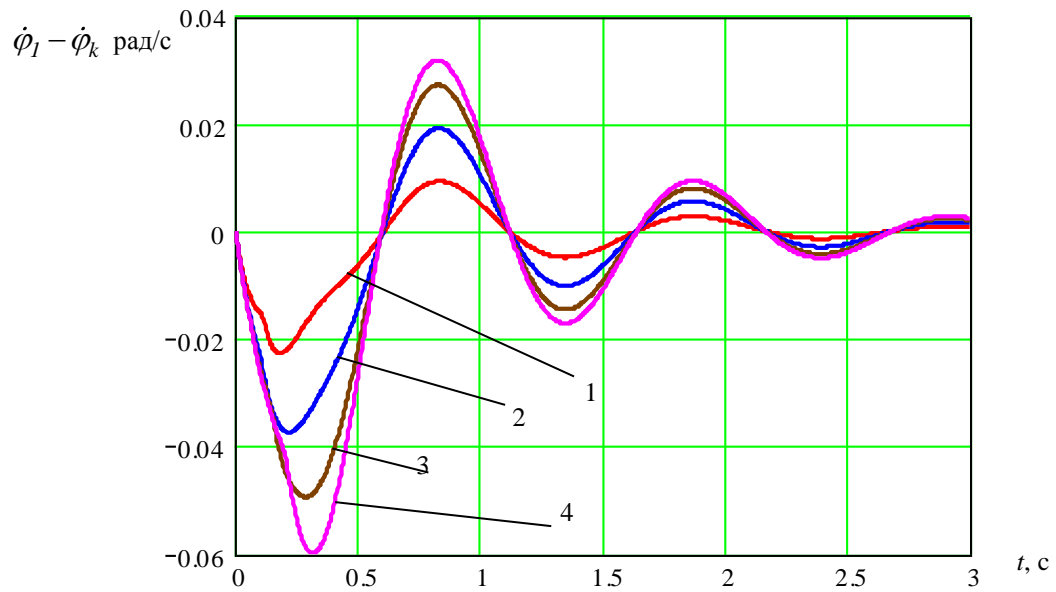


Рис. 4.20. Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2$; 2 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3$; 3 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_4$; 4 -

$$\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_5$$

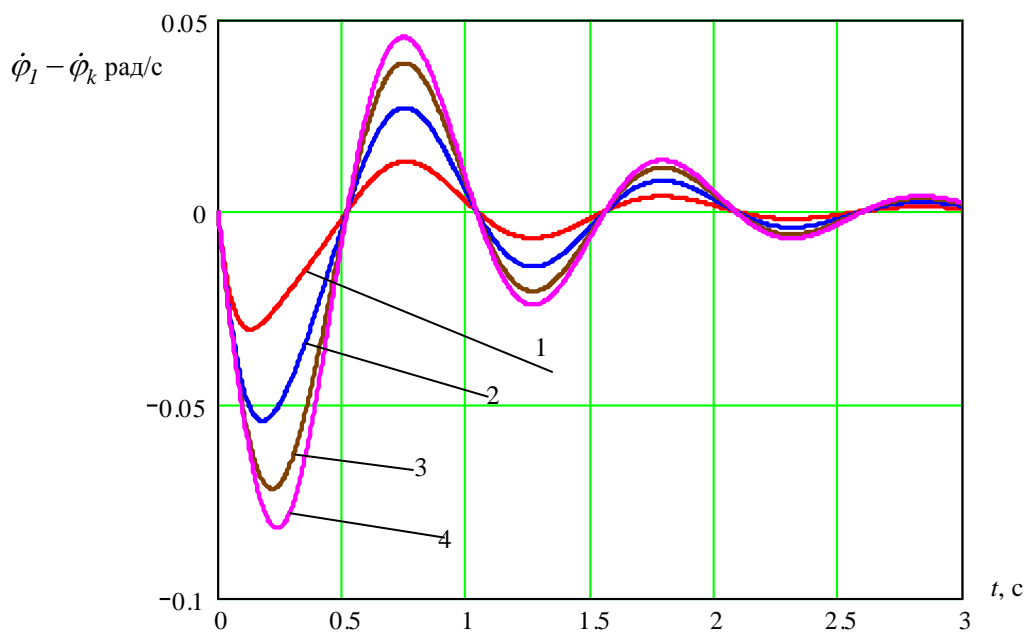


Рис. 4.21. Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра: 1 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2$; 2 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3$; 3 -

$$\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_4; 4 - \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_5$$

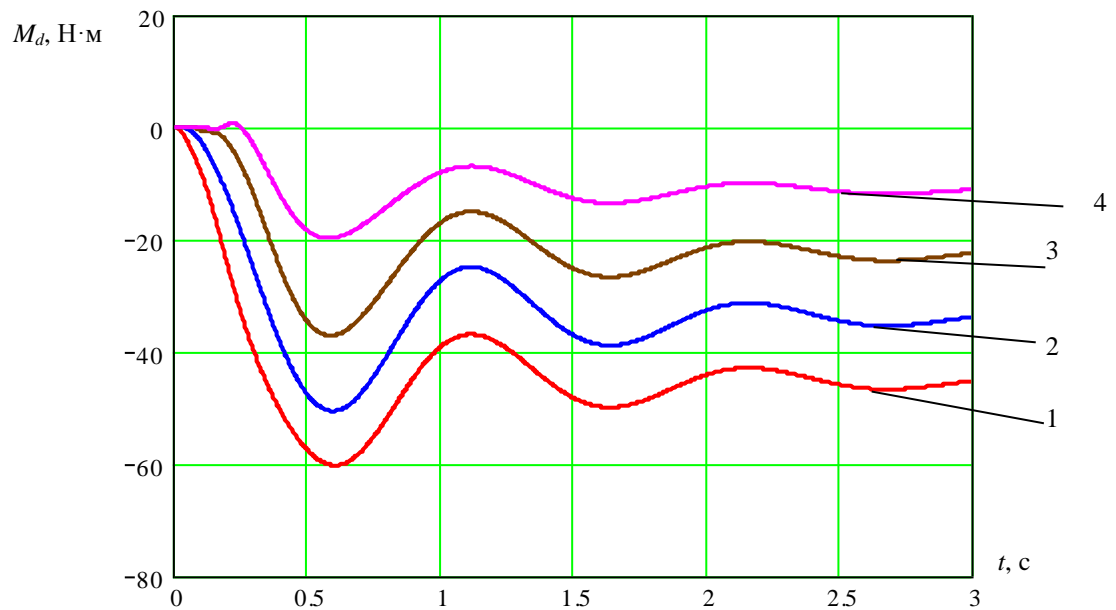


Рис. 4.22. Графік зміни динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра:

- 1 – між двигуном і першою секцією; 2 – між першою і другою секцією; 3 – між другою і третьою секцією;
4 – між третьою і четвертою секцією

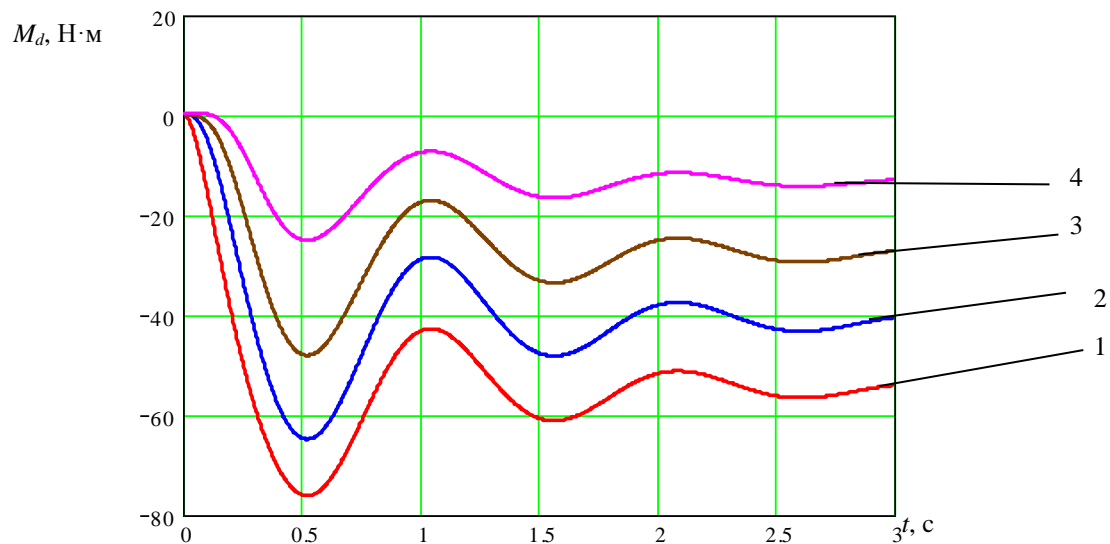


Рис. 4.23. Графік зміни динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра:

- 1 – між двигуном і першою секцією; 2 – між першою і другою секцією;
3 – між другою і третьою секцією; 4 – між третьою і четвертою секцією

Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі їх складові визначалися експериментально. Із представлених графічних залежностей видно, що зміна кутів повороту і відносна швидкість секційних конвеєрів в часі зменшується і процес транспортування сипких матеріалів стабілізується. Навантаження на елементи системи є більшими при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра ніж при поступовому навантаженні секційного конвеєра.

4.5 Дослідження радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами

Оскільки експлуатаційні характеристики будь-якого гнучкого робочого органу транспортера визначаються його радіусом згину, то даний параметр визначає і рівень технологічності такого транспортуючого органу. Значення радіуса згину необхідне для того, щоб при їх проектуванні з криволінійними трасами переміщення вантажів, змішувачів, проєктант міг забезпечити відповідні технологічні можливості пристрою а й доцільність його застосування. Для визначення вище згаданого параметра звернемось до розрахункової схеми наведеної на рис. 4.24. Величина згину гвинтового робочого елемента, за умови абсолютної жорсткості по відповідних лінійних розмірах, рівна його загальній лінійній довжині. Згідно розрахункової схеми співвідношення між довжиною згину і радіусом гвинтового елемента [91]:

$$l_{зг} = \frac{2\alpha \cdot \pi R_{зг}}{180^\circ}. \quad (4.76)$$

Радіус згину можна виразити через відстань між кінцями вигнутого робочого органу пристрою параметром L . Згідно розрахункової схеми радіус згину рівний [357]:

$$R_{зг} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad (4.77)$$

де L – лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента;

α - кут згину кут згину секцій гвинтового елемента.

Підставивши значення рівності (4.77) в залежність (4.76), отримаємо значення довжини згину гвинтового робочого органу транспортера:

$$l_{зг} = \frac{\pi L \alpha}{180^\circ \sin \alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{\sin \alpha}. \quad (4.78)$$

У випадку двох траєкторій вигину (рис. 4.21 б), радіус згину доцільно визначати з залежності:

$$R_{зг.р} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,3 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.79)$$

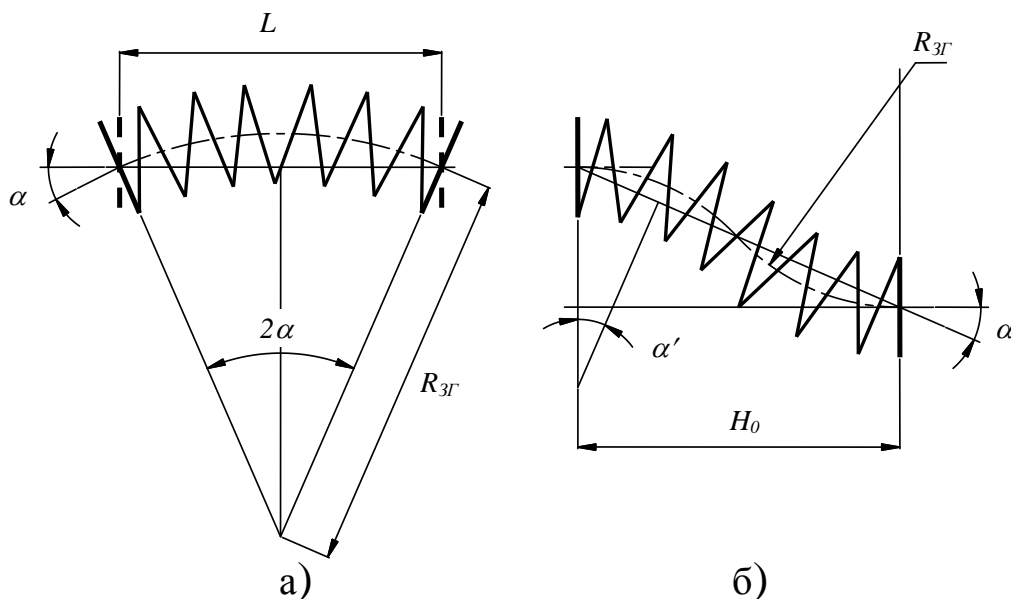


Рисунок 4.24. Розрахункова схема для визначення радіуса згину гнучкого гвинтового елемента транспортера:

а) згинна траса по радіусу; б) згинна траса по кривій

Довжину вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента) визначається з залежності:

$$l_{зг} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha . \quad (4.80)$$

Проте залишається невідомим такий важливий параметр, як кут згину секцій транспортера α . Для встановлення даного параметра, а також залежності радіуса згину гнучкого гвинтового робочого органу транспортера від інших конструктивних параметрів, звернемося до розрахункової схеми, представленої на рис. 4.25. Так, для встановлення аналітичних залежностей, які використовуються для розрахунку кута згину секцій однієї відносно другої, розглянемо Δabc , згідно якого [357]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ac} = \frac{D_B - d_B - 2s}{B}, \quad (4.81)$$

де D_B – зовнішній діаметр втулок секцій транспортера;

d_B – діаметр з'єднуючих валиків;

s – товщина втулок;

B – ширина втулок.

Для визначення радіуса згину розглянемо Δonp . Згідно розрахункової схеми, представленої на рис. 4.25 радіус згину $R_{зг}$ буде рівний [182]:

$$R_{зг} = on = \frac{mn}{\sin \alpha}. \quad (4.82)$$

Згідно розрахункової схеми величина mn рівна:

$$mn = l_B / 2 + B + \Delta + B / 2, \quad (4.83)$$

де l_B – відстані між втулками в одній секції;

Δ – зазор між сусідніми секціями.

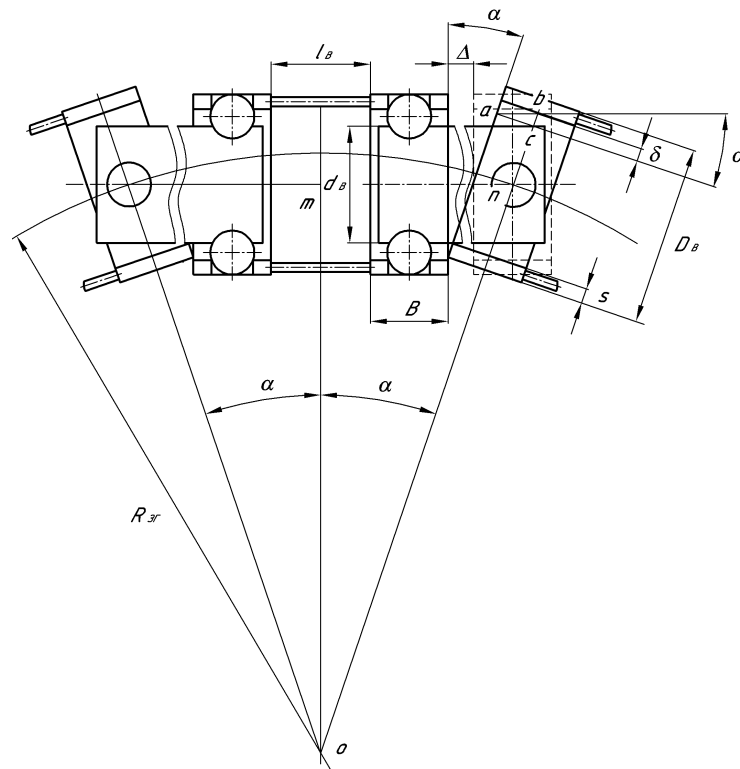


Рисунок 4.25 Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згину транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами

З врахуванням рівностей (4.81) і (4.83) залежність (4.82), яка визначає мінімальний радіус згину робочого органу транспортера з секційними елементами, буде мати вигляд:

$$R_{зг} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)}. \quad (4.84)$$

Для дослідження деформаційно-силових характеристик гнучких секційних ГРО при випробуванні на ресурс використовувалось спеціальне стендове обладнання (рис.6.16). На початку ресурсних випробувань проводились заміри кута закручування секційних ГРО з шарнірним з'єднанням (рис. 4.26.а) та запобіжним з'єднанням (рис. 4.26.б) на стенді для дослідження кута закручування секційних ГРО. Наступним етапом було проведення ресурсних випробувань (під навантаженням) на стенді для дослідження деформаційно-силових характеристик

гвинтових спіралей (рис. 4.27). Після наперед встановлених рівних проміжків часу (10 год.) проводились повторні заміри кута закручування секційних ГРО на стенді для дослідження кута закручування секційних ГРО. На рис.4.26 наведено графічні залежності зміни величини радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів.

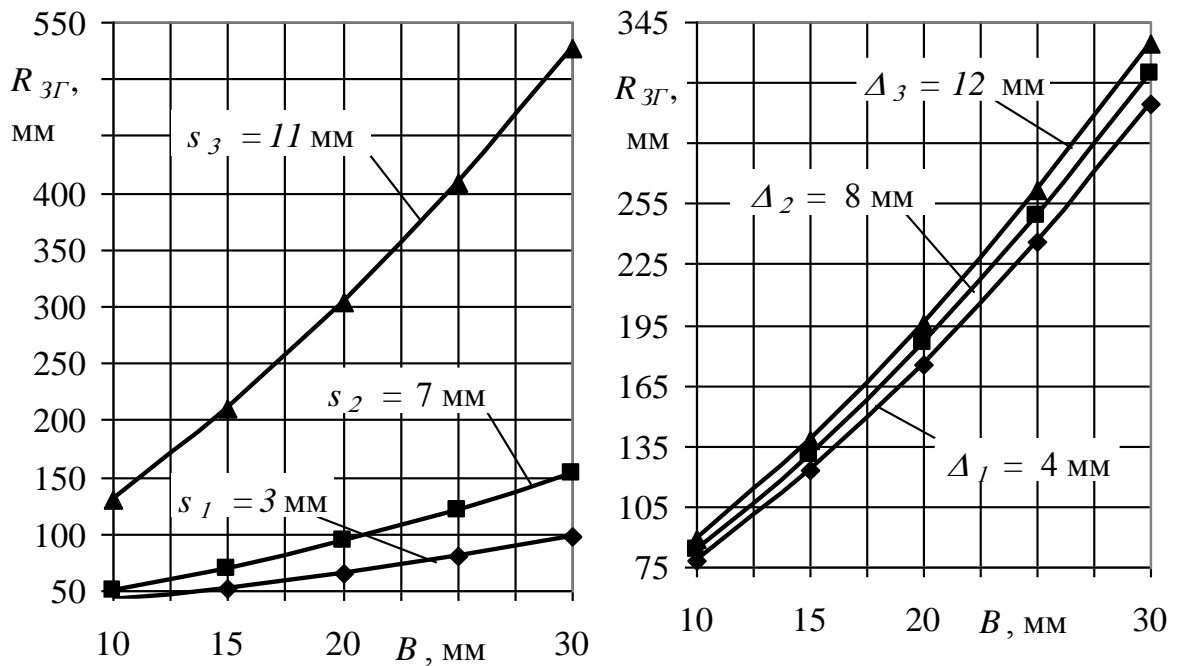


Рис. 4.26. Графічні залежності зміни величини радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 4.26) зміни радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секцій робочих елементів, можна зробити висновок, що визначальний вплив на дану величину має товщина втулки s у поєднанні з шириною втулок B . Так при збільшенні значення s в межах 3...11 мм і $B = 10; 15; 20; 25; 30$ мм при постійних значеннях $D_B = 100$ мм; $l_B = 70$ мм; $\Delta = 12$ мм відбувається збільшення радіуса вигину в межах 43...127 мм і 95...538 мм або ж у 3,4...6,1 рази. Тобто, відбувається значне обмеження технологічних можливостей пристрою, оскільки радіус згину повинен бути мінімальним. При аналогічних значеннях даних конструктивних параметрів, але при зміні величини зазору між сусідніми секціями Δ в межах 4...12 мм коливання

числового значення радіуса згину знаходиться в межах 78...316; 89...340мм. Згідно досліджень, більш технологічним буде пристрій з меншою шириною втулок секцій, оскільки при однакових показниках продуктивності та ресурсу напрацювання буде потребувати під час експлуатації менших виробничих площ.

На рис. 4.27 представлені залежності кута закручування секційних ГРО від часу експлуатації (діаметр витка – 100 мм; довжина секції – 120 мм; довжина ГРО – 2 м; навантаження на ГРО – 12 Н·м; частота обертання – 426 об/хв.) при радіусі згину – $R_{зг}=\min$ та при прямому ГРО - $R_{зг} = 0$.

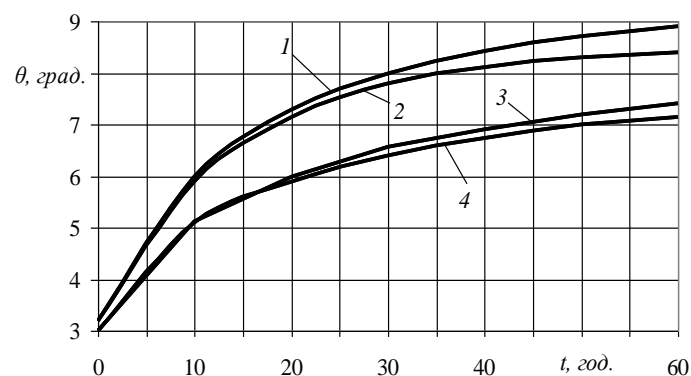


Рис. 4.27. Залежність кута закручування секційних ГРО від часу експлуатації:

1 - з шарнірним з'єднанням при $R_{зг}=\min$; 2 - з запобіжним з'єднанням при $R_{зг}=\min$; 3 - з шарнірним з'єднанням при $R_{зг} = 0$; 4 - з запобіжним з'єднанням при $R_{зг} = 0$

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 секційних ГРО не перевищував $3,2^{\circ}$. На початковій стадії ресурсних випробувань (після 5 годин експлуатації) кут закручування для обох секційних ГРО різко зростає, що можна пояснити притиранням окремих елементів конструкцій гвинтових секційних робочих органів, а далі спостерігалось уповільнення його росту і стабілізація.

На основі вище наведених розрахунків спроектовано та виготовлено гвинтові робочі органи з секційними елементами, які зображено на рис. 4.28. Результати проведених випробувань свідчать, що для секційних ГРО необхідно проводити цикл обкатки у холостому режимі з метою забезпечення притирання окремих елементів їх конструкцій, а також після цього проводити технічний огляд. Під час роботи транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до поломок елементів цих машин. додаток В.6.

Розроблені моделі гвинтового робочого органу конвєсера з секційними елементами може мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловостей, сільського господарства, а також у технологічних процесах механізованого завантаження мінеральних добрив, насінєвого матеріалу та зібраних зернових культур завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок зменшення радіуса його згину і підвищеній надійності завдяки вдосконаленій конструкції.



а)

б)



Рисунок 4.28. Секційні гвинтові робочі органи з:

а) шарнірним з'єднанням; б) запобіжним з'єднанням

4.6 Висновки.

1 Розроблені моделі ГГРО сільськогосподарських машин. Виведено узагальнені профільної поверхні гвинтової спіралі в якому геометричні характеристики поперечного перерізу по її довжині є постійними і поперечний переріз умовно описується багатокутником, складеним із сторін елементарних квадратів гофрованих спіралей шнеків, для різних топологічних варіантів їх використання гофрованих по внутрішній, зовнішній поверхні витка і по всій ширині з постійною і змінною амплітудою гофр у радіальному напрямку.

2 Розроблені розрахункові схеми гофроутворення і виведені аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів ГГРО по різних ділянках формування гофр. Розроблені розрахункові схеми гофроутворення ГГРО спеціальними інструментами. Побудовані графічні залежності сили гофроутворення від параметрів заготовки ГГРО і параметрів оправок на яких здійснюється гофроутворення.

3 Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху матеріальних частинок у гвинтовому гофрованому конвеєрі. Розроблено методику встановлення характеру навантаження на елементи швидкохідного гвинтового конвеєра: на кожух та на гофрований робочий орган. Встановлено, що при застосуванні гофрованих шнеків з осьовим рухом відбувається коливання швидкості транспортування вантажу, що покращує умови змішування сипких вантажів. Виведено аналітичні залежності для визначення енергосилових параметрів під час переміщення вантажу, що можна широко використовувати при проектуванні гвинтових транспортно-технологічних систем.

4 Досліджено динаміку гвинтового спірального конвеєра в якій гвинтові секції гнучкого робочого органу конвеєра представлено у вигляді зосереджених мас, які з'єднані між собою пружним зв'язком, які є невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. виведені аналітичними залежностями для визначення силових і динамічних параметрів систем.

Виведено диференціальні рівняння руху системи, для вимушених коливань у вигляді рівняння Лагранжа другого роду для мас, що здійснюють крутильні коливання. Розв'язок систем нелінійних диференціальних рівнянь виконано на комп'ютері із застосуванням числового методу Рунге-Кутта. Приведені графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій ГГК в часі при постійному і поступальному навантаженні конвеєра, а також графіки зміни динамічних моментів між секціями ГК в часі при постійному і при його запуску після вимушеної зупинки.

5 Досліджено кут закручування секційних робочих органів і в процесі досліджень на даному стенді виявляли небезпечні радіуси кривизни спіралей і критичні навантаження, які спричиняють руйнування ГРО, встановлювали вплив різних конструктивних параметрів (довжина секції, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також проводили порівняльні випробування різних типів дослідних взірців ГРО. На основі приведених досліджень виведено аналітичні залежності для визначення радіуса згину секційного гнучкого гвинтового конвеєра в залежності від конструктивних параметрів секцій. Встановлено графічні залежності зміни величини радіуса згину гвинтового секційного робочого органу від конструктивних параметрів секційних елементів. На зміну мінімального радіуса згину впливає товщина втулки в порівнянні з її шириною і кут закручування для секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднанням (довжина ГРО $L = 2$ м) не перевищував 9° .

РОЗДІЛ V.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

5.1 Нові конструкції тягових пластинчастих ланцюгів та обґрунтування їх параметрів

Пластинчасті тягові ланцюги без втулкові (ПТБЛ) різних конструкцій отримали широке використання в механізмах транспортно-технологічних систем для виконання різноманітних операцій для переміщення матеріалів. До таких засобів відносяться машини неперервного транспорту що переміщують вантаж по заданій трасі. Одними з основних елементів таких машин є тягові пластинчасті ланцюги широко використовувані в конвеєрах.

Особливо слід зазначити роботи І.І. Івашкова [129-131] по створенню і дослідженню функціонування тягових пластинчастих відкрито шарнірних ланцюгів, при використанні їх в конвеєрах, що транспортують сипкі вантажі.

На рис. 5.1 показана конструктивна схема пластинчастого тягового безвтулочного ланцюга нової конструкції [(патент України на корисну модель №81033)]. Дана конструкція складається з послідовно шарнірно сполучених внутрішніх 3 і зовнішніх 7 ланок.

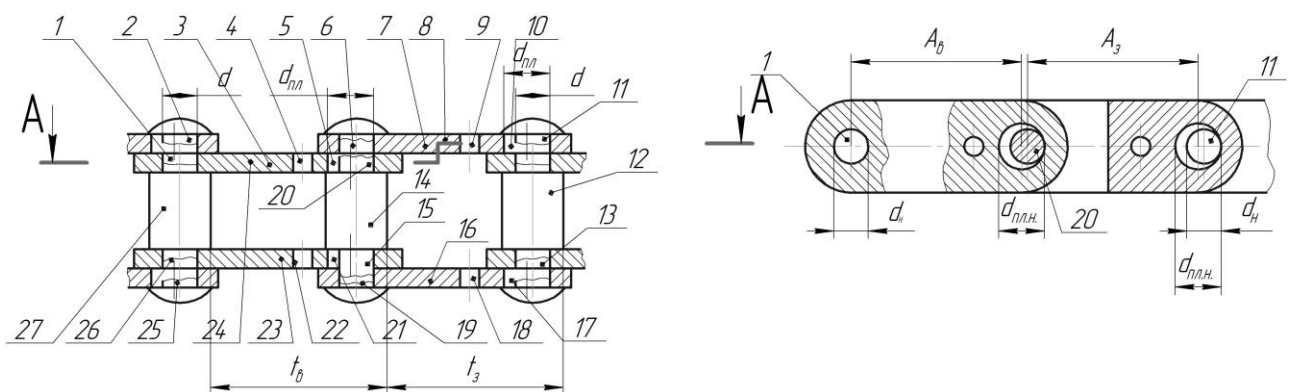


Рис.5.1. Конструктивна схема тягового пластинчастого безвтулочного ланцюга [291]

Внутрішня ланка 3 створено двома паралельно розташованими внутрішніми пластинами 23 і 24, в яких, симетрично відносно їх середини,

виконані отвори 21, 26 і 5, 1 причому в ліві отвори 1, 26 цих пластин запресовані відповідно кінці 2, 25 ступінчастого валика 27, а в праві отвори 5, 21 внутрішніх пластин кінці 6, 15, ступінчастого валика 14 встановлені із зазором.

Зовнішня ланка 7 створено двома, паралельно розташованими по обоє сторони від внутрішньої ланки 3, зовнішніми пластинами 8, 16, в яких, симетрично відносно їх середини, виконані отвори 6, 10 і 19, 17, причому в ліві отвори 6, 19 меншого діаметру відповідні кінці 20, 15 валика 14 встановлені з натягом, а в отвору 10, 17 більшого діаметру зовнішніх пластин 8, 16 кінців 11, 13 ступінчастого валика 12 встановлені із зазором. Товщина внутрішніх і зовнішніх пластин однакова і зліва на однаковій відстані від отворів 5, 21 внутрішніх пластин 24, 23 і отворів 10, 17 зовнішніх пластин 8, 16 виконані крізні циліндрові отвори 4, 22 і 9, 18 використовуваних для орієнтації внутрішніх і зовнішніх пластин при збірці внутрішніх ланок і ланцюга в цілому.

Номінальні значення діаметрів відповідних отворів симетрично розташованих відносно середини внутрішніх і зовнішніх пластин і відповідно міжцентрові відстань отворів цих пластин рівні між собою

$$d_{н.м.в.} = d_{н.м.з.} = d_{н.м.}; d_{н.б.в.} = d_{н.б.з.} = d_{н.б.}; A_{н.в.} = A_{н.н.} = A_{н.} \quad (5.1)$$

де $d_{н.м.в.}$ і $d_{н.м.з.}$ - відповідно номінальні значення діаметрів менших отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$d_{н.б.в.}$ та $d_{н.б.з.}$ - відповідно номінальні значення діаметрів великих отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$A_{н.в.}$ і $A_{н.з.}$ - номінальні значення міжцентрових відстаней отворів внутрішніх і зовнішніх пластин.

Номінальні значення контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок, відповідно $t_в$ і $t_з$ рівні між собою і виражається залежностями

$$t_{н.в.} = t_{н.з.} = A_H + 0,5 \cdot (d_{н.пл.в.} - d_n) = A_H + 0,5 \cdot (d_{н.пл.з.} - d_n), \quad (5.2)$$

де $d_{н.пл.з.}$ і $d_{н.пл.в.}$ - відповідно номінальні значення діаметрів великих отворів внутрішніх і зовнішніх пластин.

Так як площі в шарнірі контактами валик - отвір пластини поверхонь для зовнішніх і внутрішніх пластин однакові, то в процесі експлуатації таких ланцюгів збільшення контактних кроків буде однаковим і крокова різнорозмірними практично дорівнюватиме нулю.

На рис. 5.2 схематично зображено тяговий пластинчастий безвтулкового ланцюга підвищеної несучої здатності, [(патент України на корисну модель №77644)].

Він полягає з послідовно сполучених внутрішніх 9 і зовнішніх 15 ланок. Внутрішньо ланка утворена паралельно розташованими внутрішніми пластинами, в яких, симетрично відносно їх середини, виконані отвори 1 і 14, в яких з натягом запресовані роз'ємні сухарі 3, 8 і 10, 12. Внутрішні поверхні цих сухарів виконані сферичними і зв'язані із зовнішніми сферичними поверхнями 4, 16 валиків 23, 17, на кінцях яких є циліндрові рівні 5, 11 запресовані в отвори зовнішніх пластин 7, 15. На верхніх і нижніх торцях сухарів виконані західні фаски 3, 24, 6, 22, і 10, 19, 12, 18.

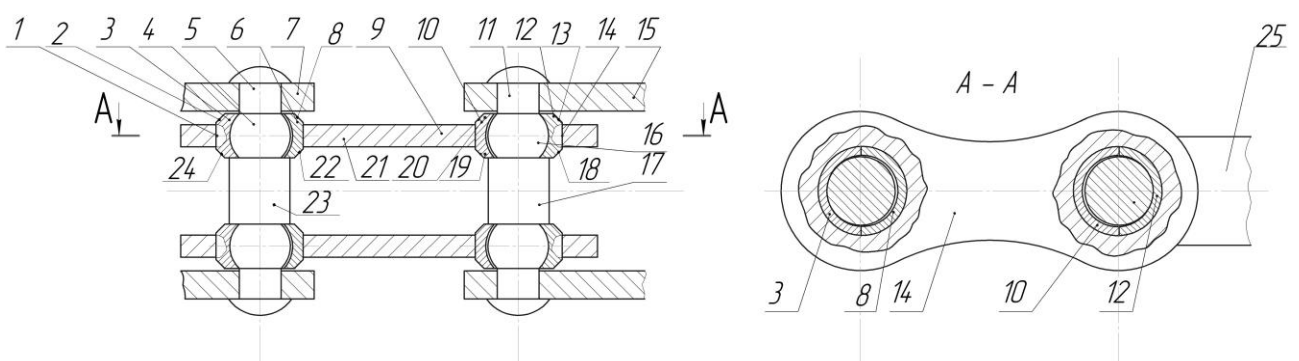


Рис.5.2. Конструктивна схема тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга підвищеної несучої здатності[290]

На підставі [352] приймемо, що зона контакту сферичного шарніра обмежується плоским кутом α при вершині конуса рівним $0,5 \pi$ рад.

Тоді тілесний кут визначиться по формулі $\Omega = 2\pi \cdot (1 - \cos \alpha / 2)$ стер.
і в нашому випадку він буде $\Omega = 1,84$ стер.

Визначимо радіус внутрішньої сферичної поверхні R_{cf} сухарів. Виходячи з умови, що $\alpha = \pi/2$ і прийнявши, що діаметр кінцевого циліндрового рівня валика – d , використовуючи ΔAOC , отримаємо $OD = 0,5 \cdot d + 0,5 \cdot \Delta$, і $R_{cf} = 0,71 \cdot (d + \Delta)$, де Δ – діаметральний зазор в сполученні сферичних поверхонь.

Виразив висоту сухарів як $t = d + \Delta$ і розглянувши ΔAO_1E , де $AE = d/2$, а $O_1E = (d + \Delta)/2$, радіус зовнішньої сферичної поверхні r_{cf} на валику визначиться з вираження $r_{cf} = AO_1 = 0,5 \cdot \sqrt{2 \cdot d^2 + 2 \cdot d \cdot \Delta}$.

Підвищення здатності запропонованого тягового пластинчастого ланцюга, що забезпечується за рахунок збільшення площі опорної поверхні, утвореної сферичними поверхнями шарніра по відношенню до площі опорної поверхні циліндрових шарнірів з діаметром валика d і товщиною пластини S .

Опорну поверхню A_{cez} сферичного шарніра визначимо як частина сегментної поверхні, яка дорівнює її висоті на довжину кола великого круга

$$A_{cez} = 2\pi h R_{cf} = 2\pi \frac{d + \Delta}{2} \cdot 0,21(d + \Delta) = 0,21\pi(d + \Delta)^2 = 0,66(d + \Delta)^2 \quad (5.3)$$

Взявши до уваги, [122, 352] опорною поверхня циліндрового шарніра для тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга визначимо із залежності:

$$A_y = \pi d / 4 \cdot S = 0,785 \cdot kd^2, \quad (5.4)$$

де k – коефіцієнт, що враховує товщину пластини відносно діаметру валика. Як показує розрахунки зроблені на підставі [376] $k \approx 0,35$ тоді $A_y = 0,275d^2$.

Збільшення площі контакту сферичного шарніра по відношенню до циліндрового з параметрами d і $S = 0,35d$, складає 2,4 разу.

На рис. 5.3 представлена конструктивна схема пластинчастого відкрито шарнірного ланцюга з сектороподібними втулками.

Представлена конструктивна схема складається з паралельно розташованих внутрішніх пластин 7, в яких симетрично, відносно їх середини, виконані фігурні отвори 9 як зв'язані частини концентричних отворів 10 і 8 відповідно великого D і меншого d діаметрів, в які в їх частині фігурних отворів великого діаметру запресовані сектороподібні втулки 7, 4. Менший

діаметр внутрішньої циліндрової поверхні 5 сектороподібних втулок дорівнює діаметру частини фігурних отворів 6 меншого діаметру виконаний у внутрішніх пластинах.

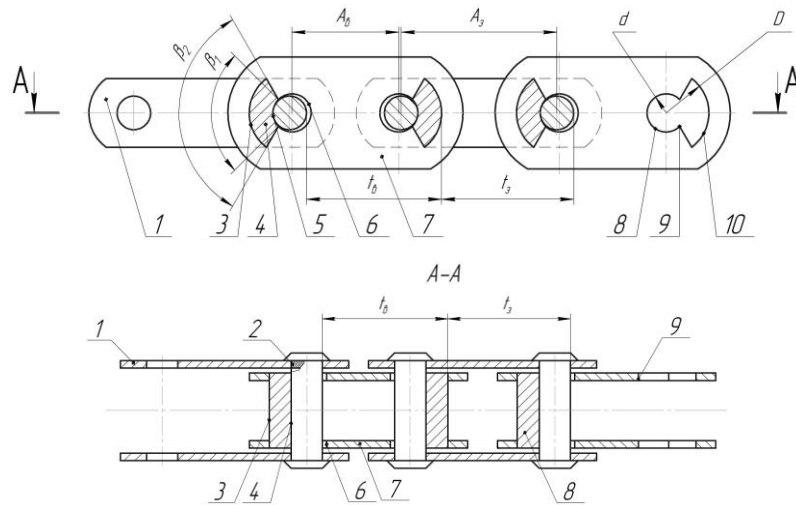


Рис.5.3 Конструктивна схема пластинчастого відкрито шарнірного ланцюга [292]

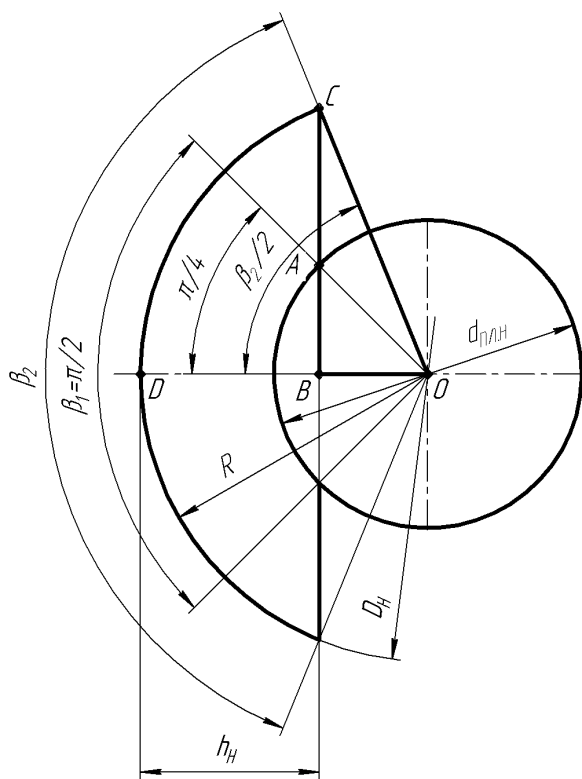


Рис.5.4. Розрахункова схема для визначення величини b зміщення вершин охоплюючих кутів

Сектороподібні втулки 4 виконані з різними кутами обхвату внутрішніх 5 – β_1 і зовнішніх 3 – β_2 циліндричних поверхонь, а саме: $\beta_1 = \pi/2$ і $\beta_2 = 2\pi/3$. Внутрішня циліндрична поверхня 5 сектороподібної втулки 4 створює з циліндричною поверхністю 6 меншого діаметру фігурного отвору 9 внутрішньої пластини 7 отвір, через який пропущений валик, який своїми кінцями запресований в отвір 2 зовнішньої пластини 1. Для забезпечення $\beta_1 = \pi/2$, при збереженні $\beta_2 = 2\pi/3$ необхідно знативелечину

$$b = 0.5d_{п.п.л} \cdot \cos \pi/4 \cdot (1 - \operatorname{tg} \pi/6) \quad (\text{рис.5.4}).$$

Розглянемо $\triangle OAB$. $\angle AOB = \pi/4$,

тоді $\frac{BO}{AO} = \sin \frac{\pi}{4}$; $BO = \frac{d_{пл.н}}{2} \cdot \cos \frac{\pi}{4}$. Із $\triangle OBC$ отримаємо $\frac{BO}{OC} = \sin \frac{\beta_2}{2}$;

$$\sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{d_{пл.н} \cdot \sin \frac{\pi}{4}}{D_H}, \quad \text{звідки} \quad \beta_2 = 2 \arccos \left(\frac{d_{пл.н} \cdot \sin \frac{\pi}{4}}{D_H} \right);$$

$$\beta_2 = 2 \arccos \left(\frac{0,7071 \cdot d_{пл.н}}{D_H} \right).$$

Номінальна висота сегмента $BD = h_H = OD - BO$; $h_H = \frac{D_H}{2} - \frac{d_{пл.н}}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{4}$;
 $h_H = 0,5(D_H - 0,7071 \cdot d_{пл.н})$.

Номінальне значення міжцентрових відстаней отворів внутрішніх – $A_{н.в.}$ і зовнішніх – $A_{н.з.}$ пластин визначаються з розрахункових схем поданих на рис.5.5.

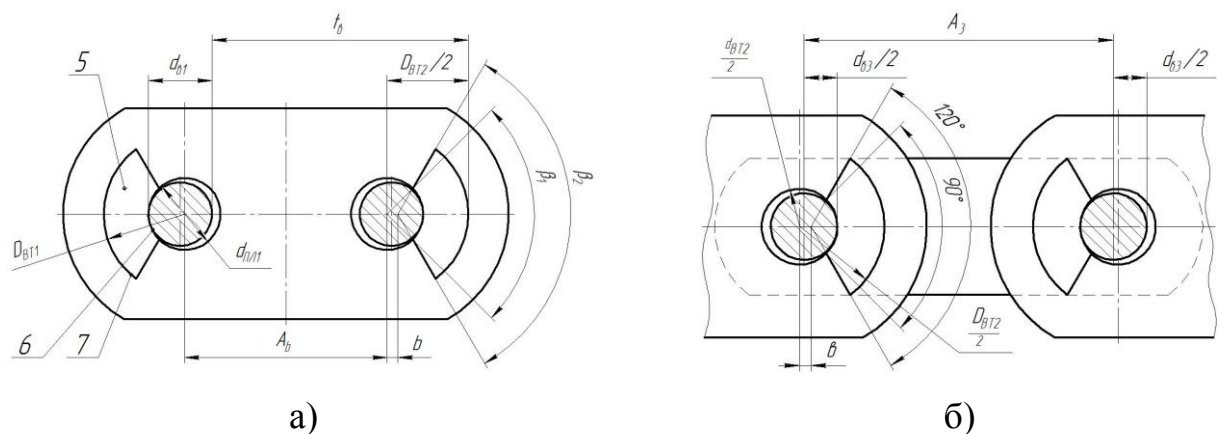


Рис.5.5. Розрахункові схеми для визначення міжцентрових відстаней отворів пластин: а) для внутрішніх пластин; б) для зовнішніх пластин.

Як видно з представлених схем значення $A_{н.в.}$ і $A_{н.з.}$ визначається із залежностей:

$$A_{н.в.} = t_n - 0,5(D_n + d_{н.пл.}) + d_{в.н.}, \quad (5.5)$$

$$A_{н.з.} = t_n - 0,5(d_{н.пл.} - D_n) \quad (5.6)$$

де t_n – номінальне значення контактної кроку внутрішніх і зовнішніх ланок ланцюга;

D_n – номінальне значення діаметру зовнішньої циліндричної поверхні сектороподібної втулки;

$d_{н.в.}$ – номінальне значення діаметру валика.

Запропонована конструкція пластинчастого відкрито шарнірного ланцюга забезпечує надійність міцності з'єднань втулка-отвору внутрішньої пластини, як одного з найважливіших критеріїв працездатності відкрито шарнірного ланцюга. Статистичну оцінку відхилень від круглості циліндричних поверхонь втулок приводних роликів ланцюгів представлено в додаток Д.2.

5.2 Вплив стохастичності розмірних параметрів елементів тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга удосконаленої конструкції на його несучу здатність

Несуча здатність згідно з [317] ланцюгових передач оснащених приводними роликівими і втулковими ланцюгами (ПРВЛ) ТТМСМ у відповідності до основного критерію їх роботоздатності – зношування шарнірів ланцюга визначається з умови, при якій тиск в шарнірах не повинен перевершувати допустимого при заданих умовах експлуатації. Виходячи з вищеподаного, допустиме корисне зусилля F , яке може передати ланцюг з шарнірами ковзання дорівнює $F = [p_0] \cdot A / K_e$, де $[p_0]$ – допустимий тиск, МПа в шарнірах для середніх експлуатаційних умов; A – проекція опорної поверхні втулкового шарніра, мм², K_e – коефіцієнт експлуатації.

Тягові пластинчасті безвтулкові ланцюги (ТПБЛ), які широко використовуються при легких режимах роботи в конвеєрах різних транспортних машин на несучу здатність розраховується за методом Івашкова І. І. [117, 130]. При цьому спочатку здійснюється розрахунок тягових ланцюгів на міцність, шляхом визначення руйнівного навантаження за границями міцності для матеріалів пластин, валиків та втулок. Потім, задавшись коефіцієнтом запасу міцності, визначають допустимі навантаження

за границями текучості і міцності матеріалів деталей ланцюга, які повинні бути не меншими максимального зусилля, що передає робоча вітка.

Описані вище методи визначення несучої здатності ПРВЛ і ТПБЛ не враховують стохастичності розмірних параметрів деталей ланцюгів, таких, наприклад, як міжцентрова віддаль і діаметри отворів пластин, діаметри валиків, тощо, які безперечно впливають на нерівність тисків в шарнірах ланцюгів і напружень, що виникають в пластинах. В кінцевому результаті це призводить до зниження несучої здатності [42, 315] ланцюгів, особливо для ТПБЛ удосконаленої конструкції, які схематично подані на рис. 5.6. В працях Івашкова І. І. [117,129-130] в основному розглянуто і запропоновано нові методи розрахунку деталей ланцюгів в тому числі ТПБЛ на міцність за границями витривалості і міцності. Відзначено, що при роботі ТПБЛ можливі три види його граничного стану за критеріями міцності: втомне руйнування деталі; поява в них недопустимих пластичних деформацій; повне руйнування під дією короткочасного перевантаження. Подані залежності для визначення руйнівного навантаження за границями втоми і міцності матеріалів пластин, валиків, втулок і роликів. Показано, що несуча здатність тягових пластин ланцюгів виражається зміною складової зусилля натягу ланцюга $S_v = S_p - S_x$, тут S_p – максимальне зусилля натягу ланцюга на робочій вітці, визначене як сума статичного і динамічного навантажень; S_x – мінімальний натяг ланцюга на холостій вітці, яка повинна бути меншою за допустиме навантаження за границею витривалості $Q_{\text{д.в}}$, тобто $S_v \leq Q_{\text{д.в}} = Q_{\text{р.в.}} / n_1$, де $Q_{\text{р.в.}}$ – руйнуюче навантаження за границею втоми матеріалу; n_1 – коефіцієнт запасу міцності за границею втоми. Подані аналітичні залежності для визначення несучої здатності за границею текучості і міцності матеріалів деталей $S_{\text{нік}} \leq Q_{\text{д.с}} = Q_{\text{р.с.}} / n_2$; $S_{\text{нік}} \leq Q_{\text{д.в}} = Q_{\text{р.в.}} / n_3$, де $S_{\text{нік}}$ – пікове робоче навантаження; $Q_{\text{д.с}}$ і $Q_{\text{д.в}}$ – відповідно допустимі навантаження за границями текучості і міцності; $Q_{\text{р.с.}}$ і $Q_{\text{р.в.}}$ – відповідно руйнівні навантаження отримані за границями текучості і міцності; n_2 і n_3 – коефіцієнти запасу.

Встановлено, що при розгляді напруженого стану в шарнірах ланцюга в роботі [4] прийнято, що колові напруження на контурі в інтервалі від $-\pi/2$ до $\pi/2$ (кут контакту в шарнірі $2\varphi_0 = 180^\circ$) постійні і розподілені рівномірно, в той же час як у роботах [129] подається максимальний кут контакту $2\varphi_{\max} \approx 85^\circ$ і напруження змінюються за косинусоїдальним законом.

В роботі [69] подана схема контактних деформацій валика і втулки і визначена довжина площадки дотику валика з втулкою при деформації валика, що виникає при випробуванні валика на розрив. Показано, що величина довжини площадки дотику зростає при збільшенні діаметру валика і навантаження.

В роботі [128] встановив вплив величини кроку пластинчастого ланцюга на його жорсткість, показавши, що із збільшенням кроку жорсткість зменшується. Але при цьому не було відзначено, що жорсткості одних і тих елементів ланцюга приймалися, як величини постійні чи випадкові.

В роботі [315] рекомендовано, що при оцінці коефіцієнта експлуатації необхідно хоча б орієнтовно враховувати стохастичний характер параметрів, які його визначають, і тільки в роботі [162] несуча здатність визначалась з врахуванням стохастичності контактних кроків ланцюгів в паралельнорядних двоконтурних передачах, оснащених ПРВЛ.

Для визначення несучої здатності ТПБЛ удосконаленої конструкції використано (рис. 5.6 і рис 5.7.) [159]. На (рис. 5.6 а) схематично подана конструкція ТПБЛ, а на рисунку 1б його розмірні параметри до і після навантаження допустим корисним зусиллям. ТПБЛ удосконаленої конструкції (рис. 5.6 а) складається із внутрішньої ланки 1, яка створена двома паралельно-розміщеними внутрішніми пластинами 2 і 3, в яких виконані отвори 4, 6 діаметром d_1 . В ці отвори запресовані циліндричні кінцеві ступені валика 5 в отвори 7, 8 внутрішніх пластин діаметром d_2 , причому $d_2 > d_1$ вільно (із зазором) встановлені кінцеві ступені валика 9. Зовнішня ланка 10 ТПБЛ створена так, що в отвори діаметром d_1 пластин 11, 12, які розміщені з двох

боків внутрішніх пластин 2, 3, запресовані циліндричні кінцеві ступені валика 9, а у наступні отвори 13 і 14 діаметром d_2 цих же пластин вільно встановлені циліндричні кінцеві ступені валика 15. На рисунку 5.6 а зображено миттєве положення відрізка ТПБЛ, на якому зафіксовано, що діаметр $d_{2,в.л}$ отвору 7 лівої внутрішньої пластини 2 більший від діаметра $d_{2,з.л}$ отвору 8 правої внутрішньої пластини 3, а діаметр отвору 13 правої зовнішньої пластини 11 $d_{2,з.п}$ менший від діаметра $d_{2,з.л}$ отвору 14 лівої зовнішньої пластини 12.

Прийняті припущення.

1. На основі центральної граничної теореми і експериментальних даних поданих у літературі приймемо, що закони розсіювання таких конструктивних елементів ТПБЛ як міжцентрові віддалі отворів пластин – A_y , діаметри менших d_1 та більших d_2 отворів пластин та діаметри валиків – d_6 є нормальними;

2. Жорсткість C пластин ТПБЛ при їх розтягу величина постійна;

3. На діаграмі зусилля розтяг-деформації пластин $F - \Delta_{пл}$ показникові ділянки контактної жорсткості приймаємо прямолінійними;

4. Напружений стан пластин розглядаємо тільки в області пружних деформацій;

5. Математичні сподівання і середні значення діаметрів отворів внутрішніх і зовнішніх пластин, міжцентрові віддалі отворів внутрішніх та зовнішніх пластин та дисперсії розсіювання вказаних розмірних параметрів приблизно рівні, тобто

$$M(d_{16}) \approx \bar{d}_{16} = M(d_{13}) \approx \bar{d}_{13}; M(d_{26}) \approx \bar{d}_{26} = M(d_{23}) \approx \bar{d}_{23}; M(A_6) \approx \bar{A}_6 = M(A_3) \approx \bar{A}_3;$$

$$D(d_1) = D(d_2); D(A_6) = D(A_3).$$

де $M(d_{16})$, $M(d_{13})$ та \bar{d}_{13} , \bar{d}_{16} – відповідно математичні сподівання та середні значення діаметрів менших отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$M(d_{26})$, $M(d_{23})$ та \bar{d}_{23} , \bar{d}_{26} – відповідно математичні сподівання та середні значення діаметрів більших отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$M(A_6)$, $M(A_3)$ та \bar{A}_6 , \bar{A}_3 – відповідно математичні сподівання та середні значення міжцентрових віддалей отворів внутрішніх та зовнішніх пластин;

$D(d_1)$ і $D(d_2)$ - відповідно дисперсії розсіювання діаметрів менших та більших отворів пластин;

$D(A_e)$ і $D(A_s)$ - відповідно дисперсії розсіювання міжцентрових віддалей отворів внутрішніх і зовнішніх пластин.

У випадку ідеального забезпечення однакових розмірних параметрів ТПБЛ, використавши [315], допустиме корисне зусилля, яке передає ланцюг, тобто його несуча здатність визначається із залежності:

$$F_{id.} = 2[p_0] \cdot A_n / K_e. \quad (5.7)$$

Так як розмірні параметри ТПБЛ: діаметри валиків d , отворів менших і більших діаметрів d_1 , d_2 пластин величини випадкові, то для визначення допустимого корисного зусилля, використовуємо (рис. 5.6 і рис. 5.7.). Для перемагання корисної сили опору F_0 (рис. 5.6, а) необхідно прикласти певне зусилля $F > F_0$. Врахувавши те, що внутрішні пластини 2, 3 своїми отворами діаметром d_1 напресовані на циліндричні кінцеві ступені валика 5, а зовнішні пластини таким же чином з'єднані із валиком 9 приймемо, що при прикладанні зусилля F валик здійснює плоско-паралельний перенос. Тоді при наявності зазору Δ в шарнірі, створеного отвором 7 більшого діаметру d_2 пластини 2 та діаметром циліндричної кінцевої ступені d валика 9 (рис. 5.6), спочатку буде деформуватись тільки пластина 3. Після вибору зазору Δ почне деформуватися друга внутрішня пластина 2. При досягненні навантаження правої внутрішньої пластини 3 зусилля F_1 (рис. 5.7) і її пружної деформації $\Delta_{nl.n}$, ліва внутрішня пластина здеформується на величину $\Delta_{nl.l.} = \Delta_{nl.n} - \Delta_i$ і передасть навантаження F_2 .

$F_2 = 0$ то $K_m = 1,0$ і ланцюг може передати корисне навантаження виходячи із допустимого тиску в шарнірі однієї пластини.

Виразивши F_1 і F_2 через жорсткість c пластин і їх деформації, у випадку, коли взаємо розміщення отворів пластин таке, як зображено на рис. 5.7 після спрощення формули (5.9) отримаємо

$$K_m = 2 - \frac{\Delta}{2\Delta_{пл} - \Delta}, \quad (5.10)$$

де $\Delta = \Delta_{пл}$. (рис. 5.7) – деформація пластини при її навантаженні зусиллям, яке дорівнює $[p_0] \cdot d \cdot t$, тут t_n - товщина пластини; $\Delta > 0$ – миттєве значення зазору $\Delta = d_{2\text{в.л.}} - d_{1\text{н.}}$ (рис. 5.6)

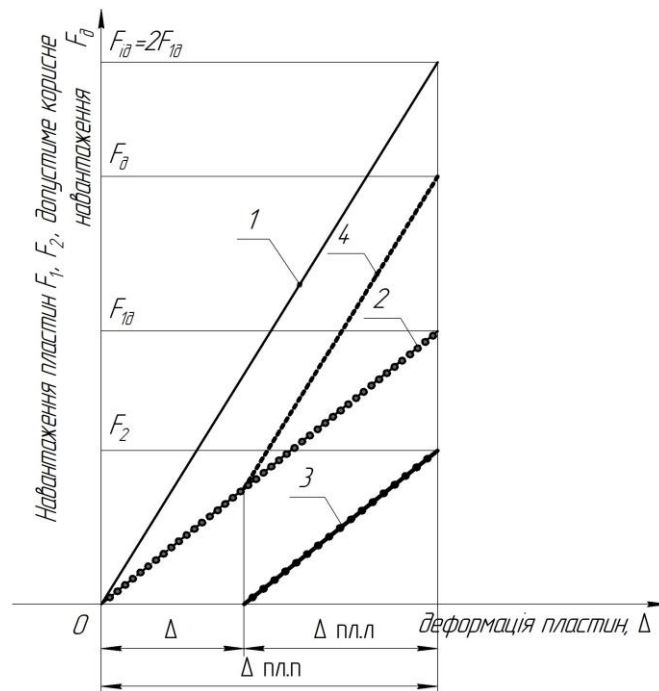


Рис 5.7. Схематична діаграма навантаження-деформація пластин: 1 – сумарне зусилля F_c , що передається ТПБЛ у випадку однакових розмірів і однакових деформацій двох пластин; 2 – залежність допустимого навантаження F_1 від деформації внутрішньої пластини 3; (рис. 5.6) 3 – залежність навантаження F_2 від деформації внутрішньої пластини 2; 4 – залежність сумарного навантаження F_0 у випадку різних за величиною деформацій пластин 2 і 3.

В іншому випадку, діаметр більшого отвору лівої пластини 2 буде менший, ніж діаметр більшого отвору правої пластини 3 і тоді величина $\Delta < 0$. Але як у першому так і у другому випадках нерівномірність навантаження пластин збережеться і в загальному виразиться залежністю

$$K_m = 2 - \frac{|\Delta|}{2\Delta_{nl} - |\Delta|}. \quad (5.11)$$

Так як величина Δ формується сукупністю розмірних параметрів, які є випадковими величинами, то і сама величина Δ буде випадковою, і з врахуванням [152] гіпотетично приймемо, що вона підпорядковується нормальному закону розподілу.

Миттєве значення величини Δ , використавши (рис. 5.6) можна виразити залежністю

$$\Delta = B - C. \quad (5.12)$$

Розглянемо величину Δ_i і визначимо закон і характеристики її розподілу.

На основі прийнятих допущень будемо мати:

$$\bar{d}_{13} = \bar{d}_{16} = \bar{d}_1, \quad (5.13)$$

$$\sigma(d_{13}) = \sigma(d_{16}) = \sigma(d_1), \quad (5.14)$$

$$\bar{d}_{23} = \bar{d}_{26} = \bar{d}_2, \quad (5.15)$$

$$\sigma(d_{23}) = \sigma(d_{26}) = \sigma(d_2), \quad (5.16)$$

де \bar{d}_{13} і \bar{d}_{16} – відповідно середні значення діаметрів менших отворів зовнішніх і внутрішніх пластин;

$\sigma(d_{13})$, $\sigma(d_{16})$ – відповідно середньоквадратичні відхилення випадкових величин \bar{d}_{13} і \bar{d}_{16} ;

\bar{d}_{23} і \bar{d}_{26} – відповідно середні значення діаметрів більших отворів зовнішніх і внутрішніх пластин;

$\sigma(d_{23})$, $\sigma(d_{26})$ – відповідно середньоквадратичні відхилення випадкових величин \bar{d}_{23} і \bar{d}_{26} .

Середні значення міжцентрових віддалей отворів пластин і поля їх розсіювання (допуски) приймаємо однаковими як для зовнішніх, так і внутрішніх пластин, тобто :

$$\bar{A}_3 = \bar{A}_6 = A_n, \quad (5.17)$$

$$6\sigma(A_3) = 6\sigma(A_6) = \delta, \quad (5.18)$$

де \bar{A}_3 , \bar{A}_6 – відповідно середні значення міжцентрових віддалей отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

A_n – номінальне значення міжцентрових віддалей отворів зовнішніх і внутрішніх пластин;

$\sigma(A_3)$ і $\sigma(A_6)$ – середньоквадратичні відхилення випадкових величин A_3 і A_6 ;

δ – регламентоване відповідним квалітетом симетрично розміщене поле допуску на розмір A_n .

З врахуванням вищеподаного (рис.5.6. б) визначимо густину розподілу величини B . Врахувавши те, що закони розподілу випадкових величин A і d_2 , через обмеження їх значень у певних інтервалах, строго підходячи до цього, будуть зрізаними нормальними законами, густини розподілу $f(A)$ і $f(d_2)$ виразяться відповідними залежностями

$$f(A) = \frac{c_1}{\sqrt{2\pi}\sigma(A)} \exp\left[-\frac{(A_i - A_n)^2}{2\sigma^2(A)}\right], \quad (5.19)$$

$$f(d_2) = \frac{c_2}{\sqrt{2\pi}\sigma(d)} \exp\left[-\frac{(d_{2i} - \bar{d}_2)^2}{2\sigma^2(d_2)}\right], \quad (5.20)$$

де c_1 і c_2 - нормуючі множники .

В загальному випадку для випадкової величини x нормуючий множник c визначається з умови $\int_k^l f(x)dx = 1$, де k і l – відповідно нижня і верхня границі інтервалу.

Тоді величина c буде дорівнювати

$$c = \frac{1}{0,5 \left\{ \Phi \left[\frac{l - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)} \right] - \Phi \left[\frac{k - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)} \right] \right\}}, \quad (5.21)$$

де m_x – математичне сподівання випадкової величини x ;

$\sigma(x)$ – середньоквадратичне відхилення розсіювання величин x ;

$\Phi \left[\frac{l - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)} \right]$ і $\Phi \left[\frac{k - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)} \right]$ – значення функції Лапласа.

Прийнявши, що $k = m_x - K_0 \cdot \sigma(x)$ і $l = m_x + K_0 \cdot \sigma(x)$, отримаємо

$$c = 1 / \Phi(K_0 / \sqrt{2}). \quad (5.22)$$

Взявши до уваги рекомендовані значення величин допусків на міжцентрові віддалі і діаметри отворів пластин ТПБЛ, визначали K_0 встановили, що ймовірність невиходу випадкової величини за границі інтервалу $(k-l)$ $P = 0.9973$. Тому практично у подальших розрахунках немає необхідності враховувати зрізаність нормального розподілу у формулах (5.20) і (5.21).

Величину B (рис. 5.6 б) виразимо залежністю

$$B = A + 0,5d_{2л}, \quad (5.23)$$

де A – міжцентрова віддаль отворів лівої пластини;

$d_{2л}$ – діаметр більшого отвору лівої пластини.

Для отримання густини розподілу величини B введемо позначення $Y = 0,5d_{2л}$. Тоді середнє значення \bar{Y} величини Y і її дисперсія $D(Y)$ будуть дорівнювати: $\bar{Y} = 0,5\bar{d}_2$; $D(Y) = 0,25\sigma^2(d_{2л}) = 0,25\delta_{d_2}^2 / 36 = \delta_{d_2}^2 / 144$.

Використавши композицію нормальних законів розподілу і формулу (5.23) густина розсіювання $f(B)$ величини B визначаємо за формулою

$$f(B) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(4\delta_A^2 + d_2^2)}} \exp \left\{ -\frac{72[B_i - (A_H + 0,5\bar{d}_2)]^2}{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2} \right\}. \quad (5.24)$$

Інтервал величини B буде

$$A_H - 0,5\delta_A + 0,5(d_H - \delta_{d_{2л}}) \leq B \leq A_H + 0,5\delta_A + 0,5(d_H + \delta_{d_{2л}}), \quad (5.25)$$

де $\delta_{d_{2в}}$ і $\delta_{d_{2н}}$ – відповідно верхня і нижня границі допусків діаметрів більших отворів пластин.

Середнє значення \bar{B} величини B і дисперсія її розсіювання $D(B)$ відповідно будуть дорівнювати

$$\bar{B} = A + 0,5\bar{d}_2, \quad (5.26)$$

$$D(B) = \frac{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2}{144}. \quad (5.27)$$

Використавши (рис. 5.6 б) випадкову величину C подамо у вигляді

$$C = A + 0,5d_{2np.} - 0,5d_{л.} + 0,5d_{np.}, \quad (5.28)$$

де $d_{2np.}$ – значення діаметра більшого отвору у правій пластині;

$d_{л.}$ і $d_{np.}$ – відповідно діаметри лівого і правого кінців валика.

Опираючись на центральну граничну теорему і врахувавши, що члени правої частини (5.26) підкоряються нормальному закону розподілу, що випадкова величина C буде підпорядкована закону розподілу Гаусса.

Густина розподілу $f(C)$ величини C виразиться залежністю

$$f(C) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{72[C_i - (A_n - 0,5\bar{d}_{np.})]^2}{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}\right\}, \quad (5.29)$$

де δ_A , δ_{d_2} та δ_d – відповідно допуски на розміри: міжцентрової віддалі отворів пластин; діаметрів більших отворів пластин та діаметри кінців валиків.

Характеристики розсіювання випадкової величини C за вищеподаною аналогією при визначенні їх стосовно випадкової величини B будуть:

середнє значення

$$\bar{C} = A_n + 0,5\bar{d}_{2np.} \quad (5.30)$$

дисперсія розсіювання

$$D(C) = \frac{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}{144}. \quad (5.31)$$

Тоді густина розподілу випадкової величини $\Delta = B - C$, яка підпорядкована нормальному закону буде дорівнювати

$$f(\Delta) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{72\Delta_i^2}{8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}\right\}, \quad (5.32)$$

а характеристики її розподілу будуть:

середнє значення

$$\bar{\Delta} = 0, \quad (5.33)$$

дисперсія

$$D(\Delta) = \frac{4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}{144}. \quad (5.34)$$

Знаходження густину розподілу модуля випадкової величини $|\Delta| = |B - C|$, коли математичні сподівання і дисперсії випадкових величин B і C не рівні між собою є досить складною задачею. Тому обмежимося визначенням характеристик розсіювання випадкової величини $|\Delta|$: математичне сподівання $M(|\Delta|)$ та дисперсії $D(|\Delta|)$.

В загальному випадку, прийнявши, що математичне сподівання приблизно дорівнює середньому значенню випадкової величини $|\Delta|$ і не дорівнює нулю тобто $M(|\Delta|) \approx |\bar{\Delta}| \neq 0$ можемо записати

$$2M(|\Delta|) = \frac{1}{\sigma(\Delta) \cdot \sqrt{2\pi}} \int_0^\infty \Delta \left[e^{-\frac{(\Delta_i - \bar{\Delta})^2}{2\sigma^2(\Delta)}} + e^{-\frac{(\Delta_i + \bar{\Delta})^2}{2\sigma^2(\Delta)}} \right] d\Delta, \quad (5.35)$$

$$D(|\Delta|) = \int_0^\infty \Delta^2 f(\Delta) d\Delta - [M(|\Delta|)]^2. \quad (5.36)$$

Взявши інтеграли у (5.35) і (5.36) та спростивши отримаємо

$$M(|\Delta|) = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sigma(\Delta) \cdot e^{-\frac{\bar{\Delta}}{2\sigma^2(\Delta)}} + 2 \cdot \bar{\Delta} \cdot \Phi\left[\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}\right], \quad (5.37)$$

де $\Phi\left[\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}\right] = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_0^{\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt$.

$$D(|\Delta|) = \Delta^2 + \sigma^2(\Delta) - \left[\sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \sigma(\Delta) \cdot e^{-\frac{\Delta^2}{2\sigma^2(\Delta)}} + 2 \cdot \bar{\Delta} \cdot \Phi\left(\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}\right) \right]^2. \quad (5.38)$$

У випадку, коли випадкова величина Δ підпорядкована нормальному закону розподілу із математичним сподіванням, яке приблизно дорівнює середньому значенні і рівне нулю, густина розподілу модуля цієї випадкової величини на основі [152] виражається формулою

$$f(|\Delta|) = \frac{24}{\sqrt{2\pi(8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{72|\Delta|^2}{8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}\right\}. \quad (5.39)$$

Інтервал значень величини $|\Delta|$ буде

$$0 \leq |\Delta| \leq 0,5(4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2). \quad (5.40)$$

Отримаємо характеристики розподілу величини $|\Delta|$, а саме:

середнє значення

$$|\bar{\Delta}| = 0,0665\sqrt{4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}. \quad (5.41)$$

дисперсія

$$D|\Delta| = 0,0025\sqrt{4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}. \quad (4.42)$$

Якщо врахувати, що розміри d_2 і d відносяться до одного розмірного інтервалу і виконують за одним квалітетом точності, тобто $\delta_{d_2} = \delta_d$ і формули (5.39), (5.40), (5.41) і (5.42) набудуть вигляду

$$f(|\Delta|) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(2\delta_A^2 + \delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{18|\Delta|^2}{2\delta_A^2 + \delta_d^2}\right\}; \quad (5.43)$$

$$0 \leq |\Delta| \leq \delta_A + \delta_d; \quad (5.44)$$

$$|\bar{\Delta}| = 0,133\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}; \quad (5.45)$$

$$D|\Delta| = 0,01\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}. \quad (5.46)$$

Теоретичні криві розподілу випадкових величин Δ і $|\Delta|$ подані на рис. 5.8.

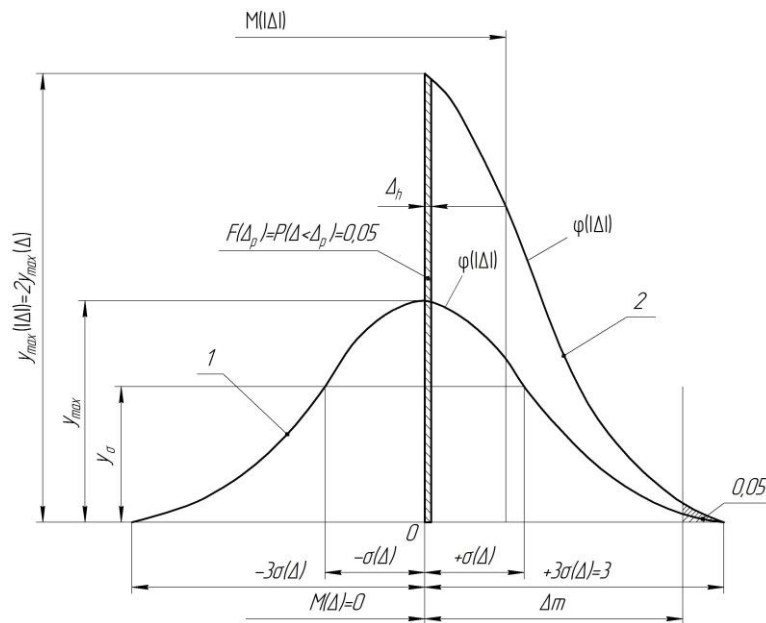


Рис. 5.8. Теоретичні криві розподілу випадкових величин: 1 – випадкової величини Δ ; 2 – випадкової величини $|\Delta|$

Проаналізуємо з врахуванням формул (5.45) і (5.46) залежність (5.12).

Мінімальне значення коефіцієнта K_m буде при умові, коли $|\Delta|$ максимальне, тобто

$$K_{m \min} = 2 - \frac{3\sigma(\Delta)}{2\Delta_{nl} - 3\sigma(\Delta)} = 2 - \frac{0,5\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}{2\Delta_{nl} - 0,5\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}. \quad (5.47)$$

Максимальне значення коефіцієнта K_m буде при умові, коли $|\Delta| = 0$, тобто $K_{m \max} = 2$.

Найбільш імовірне значення $K_{m.n.i.}$, буде тоді, коли у залежність (5.12) підставити значення $|\bar{\Delta}|$, тобто

$$K_{m.n.i.} = 2 - \frac{0,133\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}{2\Delta_{nl} - 0,133\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}. \quad (5.48)$$

За критерій оцінки впливу стохастичності розмірних параметрів ТПБЛ на його несучу здатність прийемо мінімально допустиме значення $K_{m.d.}$, яке отримаємо при заданому рівні ризику 0,05 за верхньою межею інтервалу. Для

цього необхідно знайти квантиль випадкової величини $|\Delta|$, тобто таке можливе значення Δ_m , для якого функція розподілу $F(\Delta_m) = P\{\Delta < \Delta_m\} = p = 0,95$.

5.3 Вплив точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багатоконтурних ланцюгових передач сільськогосподарських машин

Одним із найважливіших параметрів багатоконтурних ланцюгових передач є точність шпоночних з'єднань. Тому питання розроблення методики і здійснення теоретичного обґрунтування точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багатоконтурних ланцюгових передач і є актуальним і потребує свого вирішення.

На рис. 5.9 схематично зображена чотирьох контурна ланцюгова передача, яка зокрема може використовуватись у транспортері розкидувача органічних добрив [206].

Враховуючи [107, 157, 159] можемо констатувати, що довжини, які виміряні між відповідними точками на профілях зубців зірочок L_1, L_2, L_3, L_4 , чотирьох контурної ланцюгової передачі є величини випадкові з нормальним законом розподілу і залежать від зазорів у шпонкових з'єднаннях. Якщо розглянути такий стан, що на зірочках 9 і 12 віддаль L_1 найменша, а на зірочках 6, 14 L_2 – найбільша, а віддалі L_3 і L_4 мають проміжні значення між L_1 і L_2 , то можна стверджувати, що несучу здатність такої передачі буде визначати точність шпонкових з'єднань на першому L_1 і другому L_2 контурах, тобто як для двохконтурної ланцюгової передачі, яка схематично показана на рис. 2

Двоконтурні ланцюгові передачі (рис.5.10), як складові елементи, наприклад, транспортерів, знайшли широке застосування в сучасному машинобудуванні, зокрема у сільськогосподарському.

Встановлення впливу точності шпонкових з'єднань на несучу здатність двоконтурної ланцюгової передачі як одного із технічних обмежень дасть

можливість здійснити розрахунок та підбір приводних роликів ланцюгів для таких передач і є актуальною задачею.

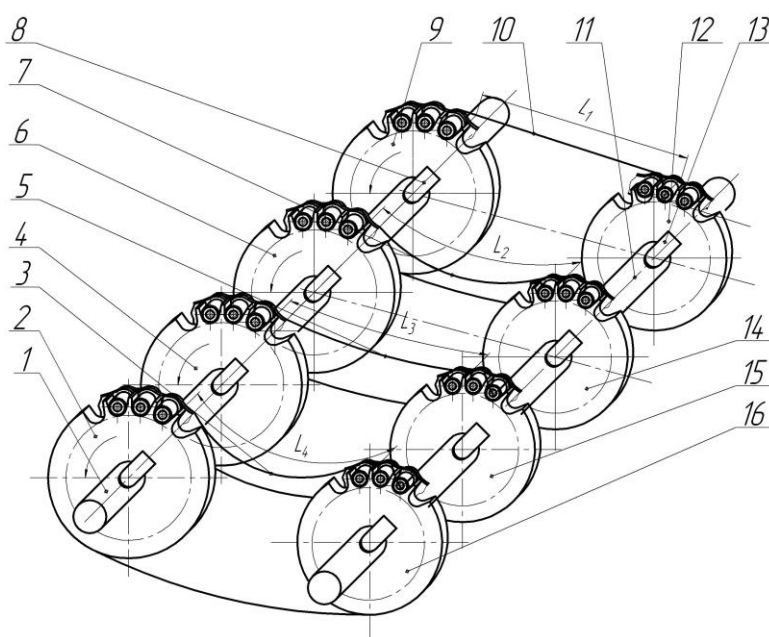


Рис. 5.9. Схема багатоконтурної (4-х рядної) ланцюгової передачі: 1- ведучий вал, 2, 4, 6-9 – ведучі зірочки, 3,5,7,10 – робочі вітки відповідних контурів передачі, 8 і 13 відповідно шпонки на ведучому 1 і веденому 11 валах, 13,14,15 і 16 – ведені зірочки

Несуча здатність двоконтурних ланцюгових передач (рис.5.10) найбільш повно розглянута в роботах [107, 157, 159]. Визначальним критерієм несучої здатності таких передач приймемо допустимий тиск $[p_0]$ в шарнірах приводних роликів втулкових ланцюгів. Проте при аналізі існуючих літературних джерел та розгляді цього питання встановлено, що на даний час при розрахунку несучої здатності двоконтурних ланцюгових передач не враховують появу можливих зазорів у шпонкових з'єднаннях (зірочка – шпонка – вал), можливого кутового зміщення однієї відносно іншої зірочки і впливу точності шпонкових з'єднань на несучу здатність двоконтурної ланцюгової передачі. З метою виключення впливу різнорозмірності довжин робочих віток першого і другого контурів припустимо, що довжина робочих віток приводних

ланцюгів I та II контурів однакові, тобто $L_I = L_{II}$, і ці величини постійні (рис.5.10).

В загальному відповідно до [13, 100, 317] шпонкові з'єднання рекомендовано виконувати за схемою, яка регламентує певні посадки спряжуваних поверхонь (див. рис.5.12). Прийняті позначення: I і II – відповідно перший і другий контури; 1I і 2I – відповідно перша і друга зірочка першого контуру; 1II і 2II – відповідно перша і друга зірочка другого контуру.

В табл.5.2 подані комбінації можливих розміщень зазорів у шпонкових з'єднаннях зірочок з валами двоконтурної ланцюгової передачі.

На рис.5.11 подані схеми розміщення зазорів у шпонкових з'єднаннях зірочок з валами для ідеального і найнесприятливішого варіантів. Із табл.5.2 випливає, що внаслідок появи у шпонковому з'єднанні зазора z , під дією крутного моменту $M_{кр}$ та моменту опору $M_{оп}$ відбудеться поворот валу відносно зірочки, і довжина L_{II} , яка дорівнює віддалі між двома суміжними точками профілю відповідних зубів зірочок контура, набуде значення

$$L_{II} = L_I + \Delta L_{1II} + \Delta L_{2II}, \quad (5.49)$$

де L_I – віддаль між двома суміжними точками профілю відповідних зубів зірочок першого контура, тобто $L_I = L_{p.v.I} = L_{p.v.II} = L$;

$\Delta L_{1II}, \Delta L_{2II}$ – відповідно приріст віддалі між двома суміжними точками профілю на першій і другій зірочках другого контура.

Розглянемо імовірну зміну віддалі ΔL між двома суміжними точками контакту роликів ведучої вітки приводного ланцюга із зубами зірочок в нормальному до осі валиків перерізі за рахунок можливого виникнення зазора в одному із шпонкових з'єднань зірочка – шпонка – вал.

Скористаємось розрахунковою схемою, яка подана на рис.5.12. Внаслідок випадкового характеру величин b і L у шпонковому з'єднанні може виникнути зазор $z = L - b$. При наявності зазору z , припустивши рівність довжин дуги і хорди на ділильному колі, що визначаються центральним кутом α , величина ΔL буде дорівнювати:

Тоді рівняння (5.50) із врахуванням (5.52) набуде вигляду:

$$\Delta L = R_0 \left[\arcsin \frac{2L - b}{\sqrt{b^2 + (2R + h)^2}} - \arcsin \frac{b}{\sqrt{b^2 + (2R + h)^2}} \right]. \quad (5.53)$$

У рівнянні (5.53) величини R_0 , L , b , R , h - випадкові, які підкоряються нормальному закону розподілу.

Враховуючи те, що густина розподілу величини $C_1 = \sqrt{b^2 + (2R + h)^2}$ визначиться як густина розподілу величини C_1^x , де $x = 1/2$, а густина розподілу

величини $C_2 = \frac{2L - b}{\sqrt{b^2 + (2R + h)^2}}$ - відповідно як густина частки двох випадкових

величин, причому величина $C_3 = 2L - b$ підкоряється нормальному закону розподілу, а величини δ і α підпорядковані закону розподілу арксинуса, то визначення густини розподілу величини $\Delta L - f(\Delta L)$ є досить складною задачею.

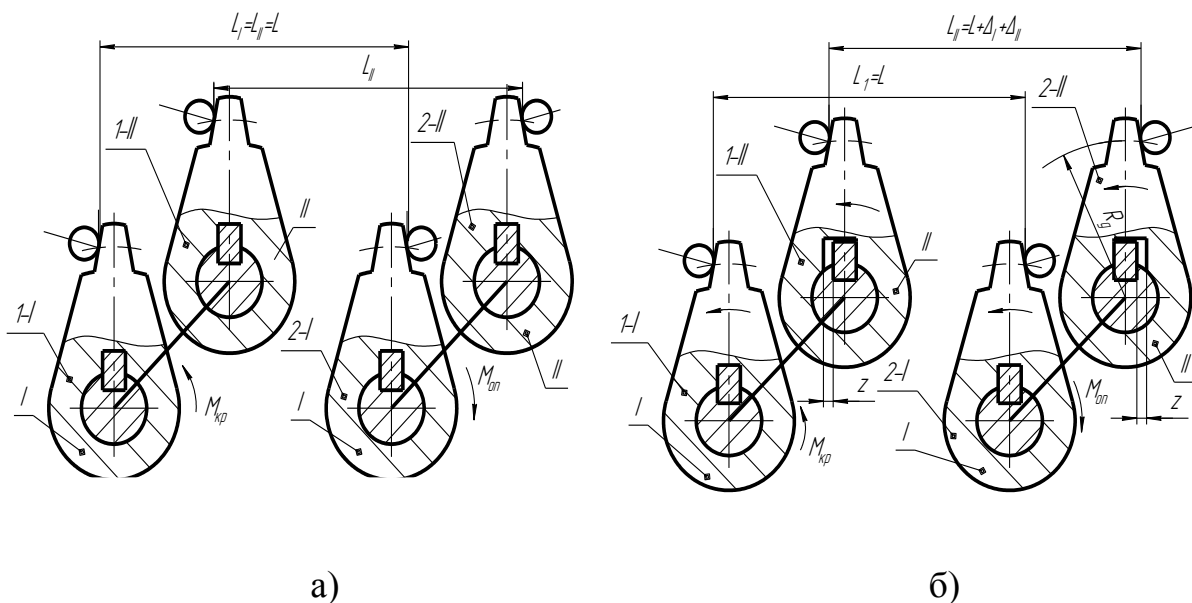
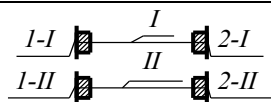
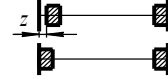
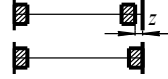
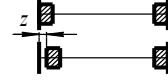
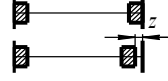
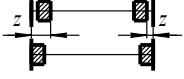
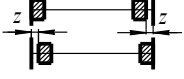
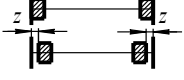
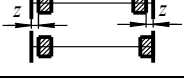
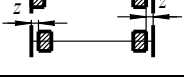
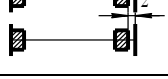

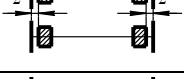
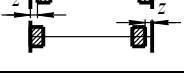


Рис. 5.11. Схеми розміщення зазорів у шпонкових з'єднаннях зірочок з валами двоконтурної ланцюгової передачі: а) – ідеальний варіант, відповідає №1 таблиці 1; б) найнесприятливіші варіанти, відповідають №6 та №8 таблиці 5.2

Таблиця 5.2 – Схеми комбінацій можливих розміщень зазорів у шпонкових з'єднаннях зірочок з валами двоконтурної ланцюгової передачі

№ п/п	Наявність - "z", відсутність - "0" зазорів у шпонкових з'єднаннях зірочок з валами у контурах:				Сумарний зазор у шпонкових з'єднаннях зірочок з валами у контурах		Схеми розміщення зазорів в шпонкових з'єднаннях зірочок з валами	Сумарний максимал ь-ний зазор у шпонкови х з'єднаннях
	I		II		I	II		
	1-I	2-I	1-II	2-II				
1	0	0	0	0	0	0		0
2	z	0	0	0	z	0		z
3	0	z	0	0	z	0		z
4	0	0	z	0	0	z		z
5	0	0	0	z	0	z		z
6	z	z	0	0	2z	0		2z
7	0	z	z	0	z	z		0
8	0	0	z	z	0	2z		2z
9	z	z	z	0	2z	z		z
10	0	z	z	z	z	2z		z
11	0	z	0	z	z	z		0
12	z	0	z	0	z	z		0
13	z	z	z	z	2z	2z		0
14	z	0	0	z	z	z		0

Взявши до уваги те, що значення z дуже малі, і припустивши, що $z \approx L_{AC}$, де L_{AC} - довжина дуги AC (див. рис.5.12), а $AO = R_1$, можемо отримати спрощену залежність для визначення величини ΔL :

$$\Delta L = C_4 \cdot z, \quad (5.54)$$

де $C_4 = R_0^H / R_1^H$; тут R_0^H і R_1^H - відповідно номінальні значення радіусів ділильного кола зірочки і кола, яке описує найвіддаленіша від осі валу точка A на шпонці.

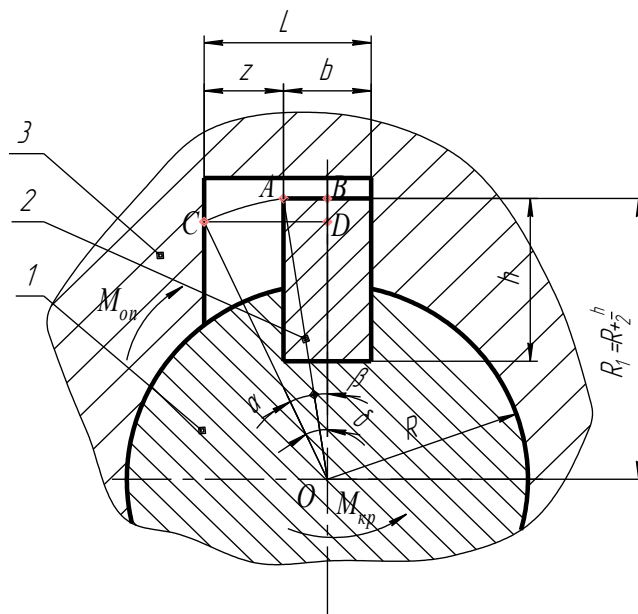


Рис. 5.12 Розрахункова схема для визначення можливого значення кута повороту зірочки: 1 – вал; 2 – шпонка; 3 – зірочка

Величину C_4 прийmemo для певного конкретного випадку постійною, тобто $C_4 = \text{const}$.

Із врахуванням останнього і того, що величина z підпорядкована нормальному закону розподілу з густиною

$$f(z) = \frac{1}{\sigma_z \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(z_i - \bar{z})^2}{2\sigma_z^2}}, \quad (5.55)$$

де σ_z – середнє квадратичне відхилення розсіювання зазору; \bar{z} – середнє значення зазору і, взявши до уваги, що $0 \leq z_i \leq z_{\max}$, а $\sigma_z = z_{\max} / 6$ і $\bar{z} = z_{\max} / 2$, залежність (4.55) після спрощення набуде вигляду:

$$f(z) = \frac{2,382}{z_{\max}} e^{-\frac{4,5(2z_i - z_{\max})^2}{z_{\max}^2}}. \quad (5.56)$$

Величина ΔL буде випадковою з характеристиками: середнє значення $\Delta \bar{L} = C_4 \cdot \frac{Z_{\max}}{2}$; середньоквадратичне відхилення $\sigma_{\Delta L} = C_4 \cdot \sigma_z$.

$$f(\Delta L) = \frac{1}{C_4 \sigma_z \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\Delta L_i - C_4 \bar{z})^2}{2(C_4 \sigma_z)^2}}. \quad (5.57)$$

Враховавши, що $\bar{z} = \frac{z_{\max}}{2}$; $\sigma_z = \frac{z_{\max}}{6}$, а $C_4 = \frac{R_{\partial}^H}{R_1^H}$, залежність (5.57) набуде вигляду:

$$f(\Delta L) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \frac{R_{\partial}^H}{R_1^H}} e^{-\frac{\left(\Delta L_i - \frac{R_{\partial}^H \cdot Z_{\max}}{2R_1^H}\right)^2}{2\left(\frac{R_{\partial}^H \cdot Z_{\max}}{6R_1^H}\right)^2}}. \quad (5.58)$$

Аналізуючи комбінації можливих розміщень зазорів у шпонкових з'єднань (табл. 5.2 та рис.5.11), визначимо ймовірність виникнення беззазорного з'єднання у всіх спряженнях механізму - $P(z=0)$, ймовірність появи максимального сумарного зазору, який дорівнює z , а також ймовірність появи зазорів як на ведучому, так і на веденому валах (див. позиції № 6 і 8 табл.5.2) – $P(z)$:

$$P(z=0) = \frac{n_{z=0}}{N_3} \cdot 100\% = 42,8\%; \quad P(z) = \frac{n_z}{N_3} \cdot 100\% = 42,8\%;$$

$$P(2z) = \frac{n_{2z}}{N_3} \cdot 100\% = 14,2\%.$$

Тут $n_{z=0}$, n_z і n_{2z} - відповідно кількість можливих випадків появи нульового зазору, зазорів, які відповідно дорівнюють z і $2z$; N_3 – загальне число комбінацій зазорів у шпонкових з'єднаннях передачі.

Розглянемо випадок, коли шпонкові з'єднання двоконтурної передачі з імовірністю $P(2z) = 14,2\%$ забезпечують появу максимального зазору $2z$.

Загальна величина ΔL_{II3} приросту віддалі між двома суміжними точками профілю на першій та другій зірочках контуру на основі табл.5.2 і рис.5.10 буде:

$$\Delta L_{II3} = \Delta L_{II\text{ведуч.}} + \Delta L_{II\text{веден.}}$$

Закон розподілу величини ΔL_{II3} також буде нормальним з характеристиками: середнє значення - $\Delta \bar{L}_3 = \Delta \bar{L}_{II\text{ведуч.}} + \Delta \bar{L}_{II\text{веден.}} = 2C_4 \bar{z}$; середньоквадратичне відхилення - $\sigma(\Delta L_3) = \sqrt{2}C_4 \sigma(z)$.

Густина розподілу величини ΔL_{II3} виразиться залежністю:

$$f(\Delta L_{II3}) = \frac{1}{2\sqrt{\pi}C_4\sigma_z} \cdot e^{-\frac{(\Delta L_{II3} - 2C_4\bar{z})^2}{4C_4^2 \cdot \sigma_z^2}}. \quad (5.59)$$

Аналогічною буде і густина розподілу величини ΔL_{I3} на першому контурі.

Тоді імовірна різниця віддалей між двома суміжними точками профілю на першому і другому контурах (імовірна різниця довжин контурів) при припущенні, що довжини ведучих віток I та II контурів постійні і рівні між собою, буде:

$$\Delta L_3 = \Delta L_{II3} - \Delta L_{I3}. \quad (5.60)$$

Густина розподілу величини ΔL_3 виразиться на основі [334, 357] із врахуванням того, що випадкові величини ΔL_{II3} і ΔL_{I3} підпорядковані нормальному закону розподілу з однаковими характеристиками розсіювання: середні значення $\Delta \bar{L}_{II3} = \Delta \bar{L}_{I3}$; середньоквадратичні відхилення $\sigma(\Delta L_{I3}) = \sigma(\Delta L_{II3})$;

$$f(\Delta L_3) = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}C_4\sigma_z} \cdot e^{-\frac{\Delta L_{3i}^2}{8C_4^2 \cdot \sigma_z^2}}. \quad (5.61)$$

при $-C_4 \cdot Z_{\max} \leq \Delta L_{3i} \leq C_4 \cdot Z_{\max}$.

Для визначення впливу точності шпонкових з'єднань на несучу здатність двоконтурної ланцюгової передачі нас цікавлять тільки значення $\Delta L_3 \geq 0$, тобто значення $|\Delta L_3|$.

Тоді густина розподілу величини $|\Delta L_3|$ на основі [364] буде:

$$f(|\Delta L_3|) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot C_4 \cdot \sigma_z} \cdot e^{-\frac{\Delta L_{3i}^2}{8C_4^2 \sigma_z^2}}, \quad (5.62)$$

при $0 \leq \Delta L_3 \leq C_4 \cdot Z_{\max}$, а характеристики розсіювання – математичне сподівання, яке приблизно дорівнює середньому значенню $\Delta \bar{L}_3$,

$$M|\Delta L_3| \approx |\Delta \bar{L}_3| = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot 2C_4 \cdot \sigma_z \text{ і дисперсія } D(|\Delta L_3|) = 4C_4^2 \sigma_z^2 \left(1 - \frac{2}{\pi}\right).$$

Несучу здатність двоконтурної ланцюгової передачі згідно з рекомендаціями [157, 317] визначимо за питомим тиском у шарнірі ланцюга двоконтурної передачі:

$$[p_0]_2 = [p_0] \cdot K_m, \quad (5.63)$$

де $[p_0]$ – допустимий тиск в шарнірі ланцюга одноконтурної ланцюгової передачі;

K_m – коефіцієнт контурності;

m – кількість ланцюгових контурів. В нашому випадку $m = 2$.

Використавши [364], величину K_m виразимо залежністю:

$$K_m = 1 + \frac{2\Delta_y}{|\Delta L_3| + 2\Delta_y}, \quad (5.64)$$

де Δ_y – деформація робочої вітки ланцюга з нульовим зазором у шпонковому з'єднанні при передачі ланцюгом заданого зусилля F для одноконтурної передачі.

Аналізуючи залежність (5.64) і знаючи, що величина $|\Delta L_3|$ випадкова з густиною розподілу $f(|\Delta L_3|)$, а величина Δ_u при певному F постійна, можемо стверджувати, що й величина K_m буде випадковою. Так як нас цікавить мінімальне значення K_m , яке менше 2, то із залежності (5.64) випливає, що $|\Delta L_3|$ повинно бути більшим від нуля. Задавшись ступенем ризику 5% і використавши залежність (5.62), знайдемо значення $|\Delta L_{3,0,05}|$ і, підставивши його в (5.64), знайдемо значення $K_{m0,05}$, яке відповідає надійності 95%.

Тоді допустимий тиск в шарнірах ланцюгів двоконтурної передачі буде:

$$[p_0]_2 = [p_0] \cdot K_{m0,05}. \quad (5.65)$$

Використавши залежність (5.65) подамо у вигляді

$$[p_0]_2 = [p_0] \left(1 + \frac{2 \cdot \alpha \cdot F^x \cdot N^y}{|\Delta L_{3,0,05}| + 2\alpha F^x \cdot N^y} \right), \quad (5.66)$$

де α – коефіцієнт пропорційності;

N – кількість ланок у ведучій вітці передачі;

x і y – показники степенів, які показують вплив F і N на величину деформації Δ_u ланцюга певного розміру.

Аналіз отриманої залежності показує, що у випадку коли шпонкове з'єднання безззорне, тобто $\Delta L_{3,0,05} = 0$, сумарний допустимий тиск в шарнірах ланцюгової двоконтурної передачі $[p_0]_2 = 2[p_0]$. Із збільшенням діаметрів валів, а значить і ділільних діаметрів зірочок і ширини шпонки b величина $\Delta L_{3,0,05}$ буде зростати і якщо вона стане рівною $2\Delta_u$, тобто $\Delta L_{3,0,05} = 2 \cdot \alpha \cdot F^x \cdot N^y$ тоді $[p_0]_2 = 1.5[p_0]$. Аналіз стандартизованих даних чисел зубців і кроків зірочок показує, що для найбільш поширених ланцюгових передач, які використовуються у сільськогосподарському машинобудуванні $\Delta L_{3,0,05}$ є величиною другого порядку по відношенні до величини $2\Delta_u$ і тому її

вплив на $[p_0]_2$ незначний. Технологічні передумови проектування і складання ланцюгово-пластинчастих транспортерів машин представлено в Додатку Д.1.

5.4 Розмірний аналіз точності контактних кроків тягових безвтулкових пластинчастих ланцюгів із співвісними ступінчастими валиками

Пластинчасті тягові ланцюги безвтулкові (ПТБЛ) різних конструкцій отримали широке використання в механізмах транспортно-технологічних систем для виконання різноманітних операцій для переміщення матеріалів. Ланки ПТБЛ утворюють з пластин, які вільно посаджені на кінці валиків, внутрішні ланки яких утворюються внутрішніми пластинами і валиками, а зовнішні ланки утворюються зовнішніми пластинами і теж валиками. Одним із найважливіших параметрів пластинчастих конвеєрних ланцюгів є точність контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок, яка забезпечує нормальний спосіб зачеплення шарнірів ланцюга із зубами зірочок зовнішніх ланок і нормальні умови експлуатації.

Розмірний аналіз контактних кроків ПТБЛ з вільно встановленими в отвори пластин співвісними валиками.

Для визначення характеристик розсіювання і допусків на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок ПТБЛ з вільно встановленими в отвори пластин співвісними валиками скористаємось конструктивною схемою поданою на рис.5.13.

На основі теорії розмірних ланцюгів контактний крок внутрішньої ланки визначиться із залежності

$$t_g = A_{нл.в} - 0,5d_{c1} + 0,5(d_{нл.в.1} - d_1) + 0,5(d_{нл.в.2} - d_2) + 0,5d_{c2}; \quad (5.67)$$

де $A_{нл.в}$ – міжцентрова віддаль отворів внутрішньої ланки;

d_{c1} і d_{c2} – відповідно діаметри середньо циліндричної ступені валиків на першому і другому шарнірах;

$d_{нл.в.1}$ і $d_{нл.в.2}$ – діаметри лівого і правого отворів внутрішньої пластини на першому і другому шарнірах, відповідно.

d_1 і d_2 – діаметри кінцевих циліндричних ступенів валів першого і другого шарнірів відповідно.

Члени правої частини рівняння (5.67) є випадковими незалежними величинами з нормальним законом розподілу.

Використавши [106, 327] запишемо формули для визначення математичного сподівання $M(t_в)$, яке приблизно рівне середньому значенню $\bar{t}_в$ контактного кроку внутрішньої ланки та дисперсії розсіювання $D(t_в)$ величини $t_в$.

$$M(t_в) \approx \bar{t}_в = \varphi [M(A_{нл.в}) - 0,5M(d_{с1}) + 0,5M(d_1) + 0,5M(d_{нл.в.2}) - 0,5M(d_2) + 0,5M(d_{с2})] \quad (5.68)$$

$$D(t_в) = \sum_{i=1}^7 \left(\frac{d\varphi}{dt_i} \right)^2 D(t_i), \quad (5.69)$$

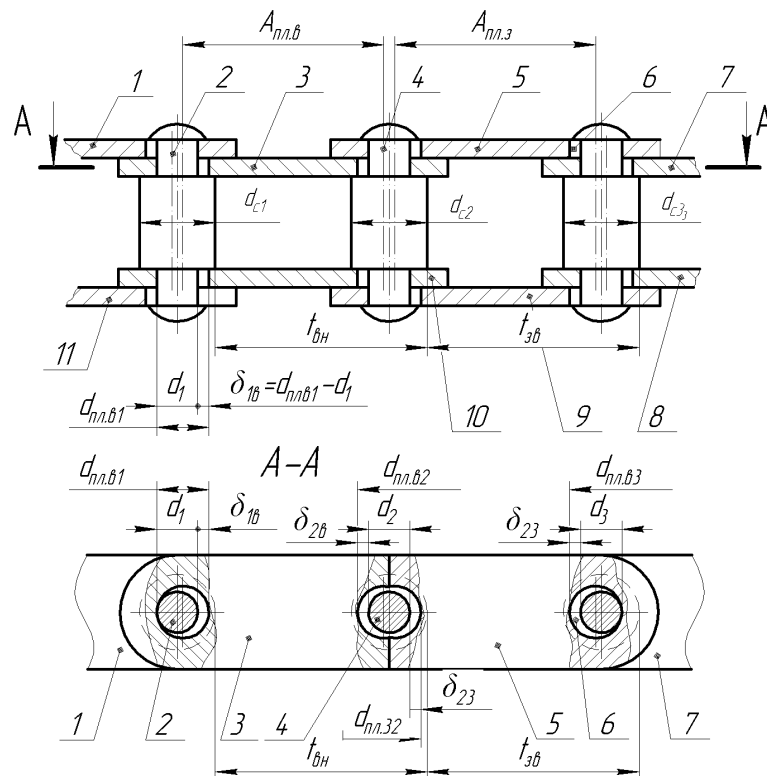


Рис. 5.13 – Конструктивна схема пластинчастого тягового без втулкового ланцюга з вільно посадженими кінцями валів в отворах пластин [9]: 1, 5, 9, 11 – зовнішні пластини; 3, 7, 8, 10 – внутрішні пластини; 2, 4, 6 – валики

де члени правої частини рівняння (5.68) в квадратних дужках є математичні сподівання складових з рівняння (5.67); $\left(\frac{d\varphi}{dt_i}\right)$ – коефіцієнт впливу i -ї складової ланки розмірного ланцюга на дисперсію розсіювання $D(t_i)$ величини t_{σ} ;

$D(t_i)$ – дисперсія розсіювання i -ї складової ланки –

Враховавши, що у (4.68) $M(d_{c1}) = M(d_{c2}) = M(d_c) \approx \bar{d}_c$.

$M(A_{нл.в.}) \approx \bar{A}_{нл.в.}$;

$M(d_{нл.в.1}) = M(d_{нл.в.2}) = M(d_{нл.в.}) \approx \bar{d}_{нл.в.}$

$M(d_1) = M(d_2) = M(d) \approx d$;

$\bar{A}_{нл.в.}$ – середнє значення міжцентрової віддалі отворів внутрішніх пластин;

$d_{нл.в.}$ і d – відповідно середні значення діаметрів середньої ступені валиків, отворів внутрішніх пластин і циліндричних поверхонь кінцевих ступенів валиків, отримаємо

$$M(t_{\sigma}) \approx \bar{t}_{\sigma} = \bar{A}_{нл.в.} + \bar{d}_{нл.в.} - \bar{d}. \quad (5.70)$$

Взявши до уваги те, що дисперсія випадкової величини $y=ax$, де a – не випадкова величина, а x – випадкова величина рівна

$D(y) = a^2 D(x)$ і враховавши, що дисперсії $D(d_{c1}) = D(d_{c2}) = D(d_c)$;

$D(d_{нл.в.1}) = D(d_{нл.в.2}) = D(d_{нл.в.})$;

$D(d_1) = D(d_2) = D(d)$; рівняння (4.69) набуде виду

$$D(t_{\sigma}) = D(A_{пл.в.}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.в.}) + D(d)]. \quad (5.71)$$

Густина розподілу $f(t_{\sigma})$ контактного кроку внутрішньої ланки ПТБЛ як випадкової величини з нормальним законом розподілу буде рівна

$$f(t_{\sigma}) = \left\{ \sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{нл.в.}) + 0,5[D(d_{нл.в.}) + D(d)]} \right\}^{-1} \times \exp \left[-\frac{(t_{\sigma} - (\bar{A}_{нл.в.}) + \bar{d}_{нл.в.} - \bar{d})^2}{2[D(A_{нл.в.}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.в.}) + D(d)]]} \right]. \quad (5.72)$$

Прийнявши, що поле допуску для нормального закону розподілу замикаючої ланки $\delta_3 = 6\sigma$; тут σ – середньоквадратичне відхилення і виразивши

значення дисперсій, що стоять у правій частині рівняння (5.71) через поля допусків відповідних складових, отримаємо поле допуску для внутрішнього контактного кроку

$$\delta(t_g) = \sqrt{\delta^2(A_{н.л.г}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{н.л.г}) + d^2(d)]}, \quad (5.73)$$

де $\delta(A)$, $\delta(d_c)$, $\delta(d_{н.л.г})$ і $\delta(d)$ – відповідно поля допусків на міжцентрову віддаль отворів, діаметри середньої циліндричної ступені, отворів у внутрішніх пластинах і кінцевих циліндричних ступеней валиків.

Аналіз залежностей (5.70) і (5.73) показує наступне. По-перше, при збільшенні d середнє значення \bar{t}_g зменшується і при досягненні умови $\bar{d}_{н.л.г} = \bar{d}$ з'єднання, кінцева циліндрична ступень валика – внутрішня пластина, стає безазорним і середнє значення контактної кроку стає рівним середньому значенню міжцентрової віддалі отворів внутрішніх пластин, тобто $\bar{t}_g = \bar{A}_{н.л.г}$. По-друге. На величину поля допуску $\delta(t_g)$ контактної кроку внутрішньої ланки найбільший вплив здійснює точність міжцентрової віддалі отворів і в меншій точності діаметрів середньої циліндричної ступені валиків, отворів внутрішніх пластин і діаметрів кінцевих циліндричних ступенів валиків.

Використавши регламентовані [106, 327] значення допусків на контактний крок в залежності від його величини і кількості ланок у вимірювальному відрізку і прийнявши, що допуски на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок рівні можна записат

$$K\bar{t}_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{н.л.г}) + [\delta^2(d_2) + \delta^2(d_{н.л.г}) + \delta^2(d)]}, \quad (5.74)$$

де K – граничне відхилення кроку від номіналу в %;

t_n – номінальне значення кроку ланцюга.

Отримана залежність (5.74) дає можливість з врахуванням інтервалів розмірів встановлювати допуски на розмірні параметри, які формують внутрішні контактні кроки ПТБЛ.

Контактний крок зовнішньої ланки на основі конструктивної схеми (рис.5.13) визначиться із залежності

$$t_3 = A_{н.л.г} - 0,5d_{c2} + 0,5(d_{н.л.3.2} - d_2) + 0,5(d_{н.л.3.3} - d_3) + 0,5d_{c3}; \quad (5.75)$$

де $A_{нл.3}$ – міжцентрова віддаль отворів зовнішніх пластин;

d_{c2} і d_{c3} – відповідно діаметри середньої циліндричної ступені валиків на другому і третьому шарнірі, які входять у зовнішні ланки;

$d_{нл.3.2}$ і $d_{нл.3.3}$ – відповідно діаметри лівого і правого отворів зовнішньої пластини на другому і третьому шарнірах;

d_2 і d_3 – відповідно діаметри кінцевих циліндричних ступенів валиків другого і третього шарнірів.

Аналіз залежностей (5.67) і (5.75) показує, що ці формули в математичному відношенні ідентичні тільки в (5.75) введені параметри, що формують контактний крок зовнішніх ланок ПТБЛ.

Провівши операції аналогічні при розгляді характеристик контактного кроку внутрішніх ланок отримаємо залежності для визначення:

середнього значення контактного кроку зовнішніх ланок

$$\bar{t}_3 = \bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d}, \quad (5.76)$$

де $\bar{A}_{нл.3}$ – середнє значення міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин;

$\bar{d}_{нл.3}$ – середні значення діаметру отворів зовнішніх пластин.

Дисперсії розсіювання випадкової величини t_3

$$D(t_3) = D(A_{нл.3}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)], \quad (5.77)$$

де $D(A_{нл.3})$ – дисперсія розсіювання міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин.

По аналогії з густиною розподілу $\phi(t_3)$ контактного кроку зовнішніх пластин (5.72) виразиться залежністю

$$\begin{aligned} \phi(t_3) = & \left\{ \sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{нл.3}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]} \right\}^{-1} \times \\ & \times \exp \left[- \frac{[t_3 - (\bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d})]^2}{2[D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]} \right]. \end{aligned} \quad (5.78)$$

а допуск на контактний крок зовнішніх ланок аналогічно (5.72) визначиться за формулою

$$\delta(t_3) = \sqrt{\delta^2(A_{нл.3}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{нл.3}) + d^2(d)]}. \quad (5.79)$$

де $\delta(A_{нл.3})$ і $(\delta_{нл.3})$ – відповідно поля допусків на міжцентрову віддаль і діаметри отворів у зовнішніх пластинах.

Врахувавши згідно з [36, 150], що $\delta(t_3) = Kt_n$ залежність (5.79) набуде кінцевого виду

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.з}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{нл.з}) + d^2(d)]}. \quad (5.80)$$

Припустивши, що міжцентрові віддалі отворів внутрішніх і зовнішніх пластин, діаметри отворів цих пластин є однакової точності, тобто $\delta(A_{нл.в}) = \delta(A_{нл.з}) = \delta(A_{нл.})$ і $\delta(d_{нл.в}) = \delta(d_{нл.з}) = \delta(d_{нл.})$, а залежності (5.73), (5.74), (5.79) і (5.80) можна звести до виду

$$\delta(d_в) = \delta(d_з) = Kt_n = \sqrt{\delta^2(A_{нл.}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{нл.}) + d^2(d)]}. \quad (5.81)$$

Таким чином, аналізуючи (5.81) можна зробити висновки, що для ПТБЛ, в яких пластини з'єднані з валиками із зазором допуск на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок можуть бути прийняті однаковими і на їх величину найбільший вплив має точність міжцентрової віддалі отворів пластин.

Розмірний аналіз контактних кроків із комбінованими варіантами спряжень (натяг-зазор) співвісні валики-отвори пластин.

При цьому розглянемо два варіанти: перший – розмірний аналіз контактних кроків ПТБЛ здійснюється при умові коли кінцеві циліндричні ступені валиків вільно встановлені в отвори внутрішніх пластин і з натягом в отвори зовнішніх пластин співвісними валиками, і другий – коли розмірний аналіз контактних кроків ПТБЛ здійснюється при умові, коли кінцеві циліндричні ступені валиків вільно встановлені в отвори зовнішніх пластин і з натягом в отвори внутрішніх пластин.

Розглянемо перший варіант.

Варіант спряження валиків з отворами пластин, при якому валики встановлені вільно в отвори внутрішніх пластин із натягом в отвори зовнішніх, поданий на рис. 5.14.

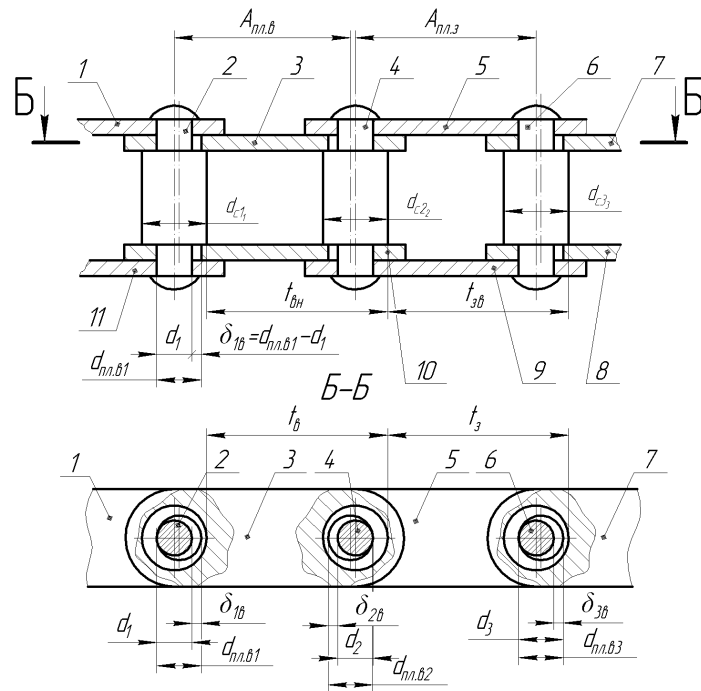


Рис. 5.14. Розрахункова схема для визначення полів допусків на контактні кроки ПТБЛ із спів вісниками ступенями валиків кінці яких вільно встановлені в отвори внутрішніх і з натягом в отвори зовнішніх пластин: 1,5,8,11 – зовнішні пластини; 2,4,6 – валики; 3,7,8,10 – внутрішні пластини

На основі теорії розмірних ланцюгів контактний крок внутрішньої ланки визначиться із залежності

$$t_g = A_{нл.в.} - 0,5d_{c1} + 0,5(d_{нл.в.1} - d_1) + 0,5d_{c2} + 0,5(d_{нл.в.2} - d_2). \quad (5.82)$$

Члени правої частини рівняння (5.82) є випадкові незалежні величини з нормальним законом розподілу. Приймаємо гіпотезу, що величина t_g теж буде випадкова і підпорядкована нормальному закону Гаусса.

Використавши [37, 150] знайдемо формули для визначення математичного сподівання $M(t_g)$, яке приблизно рівне середньому значенню \bar{t}_g , та дисперсії випадкової величини $t_g - D(t_g)$

$$M(t_g) \approx \bar{t}_g = M(A_{нл.в.}) - 0,5M(d_{c1}) + 0,5Md_{нл.в.1} - 0,5M(d_1) + 0,5M(d_{c2}) + 0,5M(d_{нл.в.2}) - 0,5M(d_2). \quad (5.83)$$

$$D(t_g) = \sum_{i=1}^7 \left(\frac{d\varphi}{dt_i} \right) D(t_i). \quad (5.84)$$

Врахувавши, що у (5.83) $M(A_{н.л.е}) \approx \bar{A}_{н.л.е}$;

$$0,5 M(d_{c1}) = 0,5 M(d_{c2}) = 0,5 M(d_c) \approx 0,5 \bar{d}_c$$

$$0,5 M(d_{н.л.е.1}) = 0,5 M(d_{н.л.е.2}) = 0,5 M(d_{н.л.е.}) \approx 0,5 \bar{d}_{н.л.е.}$$

$$0,5 M(d_1) = 0,5 M(d_2) = 0,5 M(d) \approx 0,5 \bar{d} ;$$

Отримаємо

$$\bar{t}_e = \bar{A}_{н.л.е} + \bar{d}_{н.л.е} - \bar{d} . \quad (5.85)$$

Взявши до уваги, що $D(d_{c1}) = D(d_{c2}) = D(d_c)$;

$$D(d_{н.л.е.1}) = D(d_{н.л.е.2}) = D(d_{н.л.е.}) ;$$

$$D(d_1) = D(d_2) = D(d) ,$$

$$\text{будемо мати } D(t_e) = D(A_{н.л.е.}) + 0,5 D(d_c) + 0,5 D(d_{н.л.е.}) + 0,5 D(d) . \quad (5.86)$$

Густина розподілу величини $t_d - \int(t_e)$ виразиться залежністю

$$\begin{aligned} \int(t_e) &= \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{н.л.е.}) + 0,5 D(d_c) + D(d_{н.л.е.}) + 0,5 D(d)}} \times \\ &\times \exp \left[\frac{t_{ei} - (\bar{A}_{н.л.е} + \bar{d}_{н.л.е} - \bar{d})}{2 [D(A_{н.л.е.}) + 0,5 D(d_c) + 0,5 D(d_{н.л.е.}) + 0,5 D(d)]} \right]^2 . \end{aligned} \quad (5.87)$$

а допуск на контактний крок з врахуванням [13] буде рівний

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{н.л.д}) + 0,5 [\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{н.л.д}) + \delta^2(d)]} . \quad (5.88)$$

Виходячи із технологічних міркувань, враховуючи , що $d_{н.л.е}$ і d належать до одного інтервалу розмірів, можемо прийняти, що ці параметри доцільно виконувати одного квалітету, тобто $\delta^2(d_{н.л.е.}) = \delta^2(d) = \delta^2(d_0)$, рівняння (5.88) набуде виду

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{н.л.е}) + 0,5 [\delta^2(d_c) + 2\delta^2(d_0)]} , \quad (5.89)$$

де d_0 – приведений діаметр отворів пластин і кінцевих циліндричних ступеней валиків.

Аналіз залежностей (5.85), (5.86), (5.88) і (5.89) показує , що на точність контактного кроку внутрішніх ланок ПТБЛ з вільно встановленими в отвори внутрішніх пластин і з натягом в отвори зовнішніх пластин співвісними валиками, в першу чергу найбільший вплив має точність міжцентрових отворів (у 2 рази більше впливає ніж точність діаметрів середніх ступеней валиків і

отворів пластин). При досягненні умови $d_{нл.6} = d$ середнє значення внутрішнього кроку буде рівне середньому значенню міжцентровій віддалі отворів внутрішніх пластин.

Контактний крок зовнішньої ланки, використавши рис. 5.14 виразиться залежністю

$$t_3 = A_{нл.3} - 0,5d_{c2} + 0,5d_{c3}, \quad (5.90)$$

де $A_{нл.6}$ – міжцентрова віддаль отворів зовнішніх пластин;
 d_{c2} і d_{c3} – відповідно діаметри циліндричної поверхні середньої степені валиків на другому і третьому шарнірах.

Середнє значення \bar{t}_3 і дисперсія $D(t_3)$ величини t_3 подамо залежностями

$$\bar{t}_3 = \bar{A}_{нл.3} - 0,5\bar{d}_{c2} + 0,5\bar{d}_{c3}, \quad (5.91)$$

$$D(t_3) = D(A_{нл.3}) + 0,25D(d_{c2}) + 0,25D(d_{c3}), \quad (5.92)$$

де $D(A_{нл.3})$; $D(d_{c2})$ і $D(d_{c3})$ відповідно дисперсії розсіювання міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин і дисперсії розсіювання діаметрів середньої циліндричної поверхні валиків на другому і третьому шарнірах .

Допуск на контактний крок зовнішньої ланки, аналогічно попередньому подамо у вигляді $Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.3}) + 0,5\delta^2(d_c)}$.

Враховуючи, що $\bar{d}_{c2} = d_{c3}$ $D(d_{c2}) = D(d_{c3}) = D(d_c)$ залежності (5.91) і (5.92) набудуть виду $\bar{t}_3 = \bar{A}_{нл.3}$

$$D(t_3) = D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c) \quad (5.93)$$

Густина розподілу випадкової величини t_3 виразиться залежністю

$$f(t_3) = \left[\sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c)} \right]^{-1} \times \exp - (t_{31} - \bar{A}_{нл.3})^2 / 2[D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c)]. \quad (5.94)$$

А допуск на контактний крок буде рівний

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.3}) + 0,5\delta^2(d_c)}. \quad (5.95)$$

Аналіз отриманих залежностей показує, що при такому варіанті з'єднання валиків із отворами пластин середнє значення контактного кроку зовнішніх ланок рівне середньому значенню міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин, а на величину допуску контактного кроку зовнішніх ланок

найбільший вплив має точність міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин.

Другий варіант.

Розрахункова схема для визначення полів допусків на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок ПТБЛ, в яких циліндричні кінцеві ступені валиків встановлені вільно в отвори зовнішніх пластин і з натягом в отвори внутрішніх – подана на рис. 5.15.

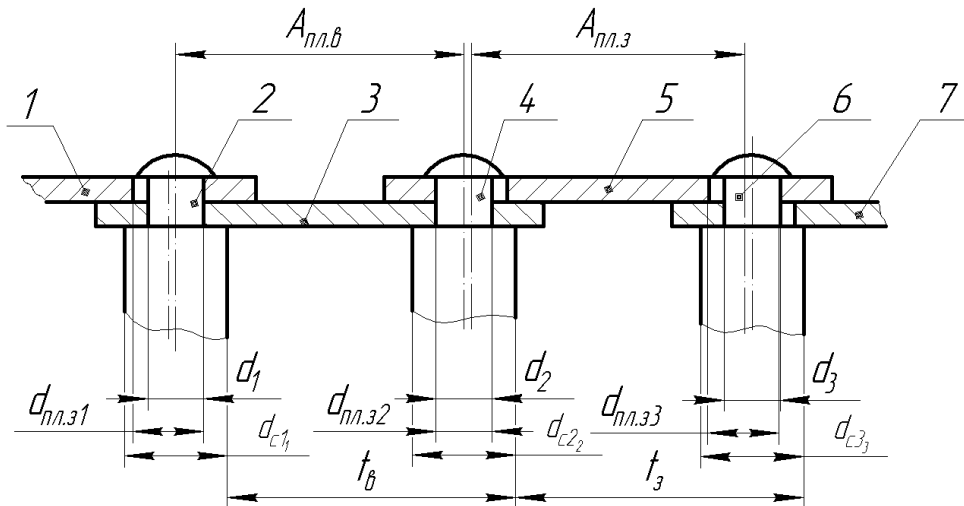


Рис. 5.15 – Розрахункова схема для визначення полів допусків на контактні кроки при з'єднанні співвісних валиків ПТБЛ з отворами внутрішніх пластин з натягом, а з отворами зовнішніх пластин із зазором: 1,5 – зовнішні пластини; 2,4,6, - валики ; 3,7 – внутрішні пластини

За аналогією раніше поданого контактний крок внутрішніх ланок виразиться залежністю

$$t_g = A_{пл.в} - 0,5d_{c1} + d_{c2}. \quad (5.96)$$

Його середнє значення \bar{t}_g і дисперсія розсіювання $D(t_g)$ будуть відповідно рівні

$$\bar{t}_g = \bar{A}_{пл.в}. \quad (5.97)$$

$$D(t_g) = D(A_{пл.в}) + 0,5D(d_c). \quad (5.98)$$

Густина розподілу випадкової величини t_g буде рівна

$$f(t_6) = \frac{1}{\sqrt{2\pi[D(A_{нл.6}) + 0,5D(d_c)]}}. \quad (5.99)$$

Допуск на контактний крок внутрішньої ланки виразиться залежністю

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.3}) + 0,5\delta^2(d_c)} \quad (5.100)$$

Контактний крок t_3 зовнішніх ланок ПТБЛ, використавши розрахункову схему подану на рис.5.15 буде рівний

$$t_3 = A_{н.3} - 0,5d_{c2} + 0,5(d_{нл.3} - d_2) + 0,5d_{c3} + 0,5(d_{нл.3,3} - d_3) \quad (5.101)$$

Здійснивши перетворення і спростивши аналогічно рівнянням (5.70) і (5.85) отримаємо: середнє значення \bar{t}_3 контактного кроку

$$\bar{t}_3 = \bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d}_1. \quad (5.102)$$

Дисперсія розсіювання випадкової величини t_3

$$D(t_3) = D(A_{нл.3}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]. \quad (4.103)$$

Густина розподілу випадкової величини t_3 буде рівна

$$f(t_6) = \frac{1}{\sqrt{2\pi[D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]}} \times \\ \times \exp\left[t_{3i} - (\bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d}_1)\right]^2 / 2[D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]. \quad (5.104)$$

Допуск на контактний крок зовнішньої ланки аналогічно (5.89) буде

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.3}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{нл.3}) + \delta^2(d)]}. \quad (5.105)$$

Отримані формули, які дозволяють, в залежності від вибраного варіанта спряжень ступінчастих валиків із отворами пластин, призначити допуски на розмірні параметри валиків і пластин. Здійснено вперше у імовірнісному аспекті аналіз точності контактних кроків ПТБЛ з різними варіантами спряжень ступінчастих співвісних валиків з отворами пластин. Встановлено, що найбільший вплив на точність контактних кроків ПТБЛ, незалежно від варіанту спряження валиків із отворами пластин, має точність міжцентрової віддалі отворів і складання пластин, а також методи визначення несучої здатності приводних роликів і тягових пластинчастих ланцюгів (Додаток Д.2, Додаток Д.3)

5.5 Особливості розрахунку навантажувальної здатності зачеплення ланки ланцюгового конвеєра

Проте при роботі ланцюгових транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Відповідно є необхідність у розробці певної методики розрахунку основних елементів зачеплення ланцюгового конвеєра.

При нормальному положенні ланок ланцюгового конвеєра розробленої конструкції [270] навантажувальну здатність зачеплення визначає глибина паза привідного колеса, тобто умови рівноваги для всіх шарнірів є однаковими. Розглянемо рівновагу деякого шарніра i ланцюгового конвеєра. Даний шарнір знаходиться під дією сил Q_1 і Q_2 створених натягом суміжних ланок, відцентрової сили F_B і реакції N_i , яка напрямлена під кутом тертя ρ_T до нормалі основного профілю зуба привідного колеса рис 5.16.

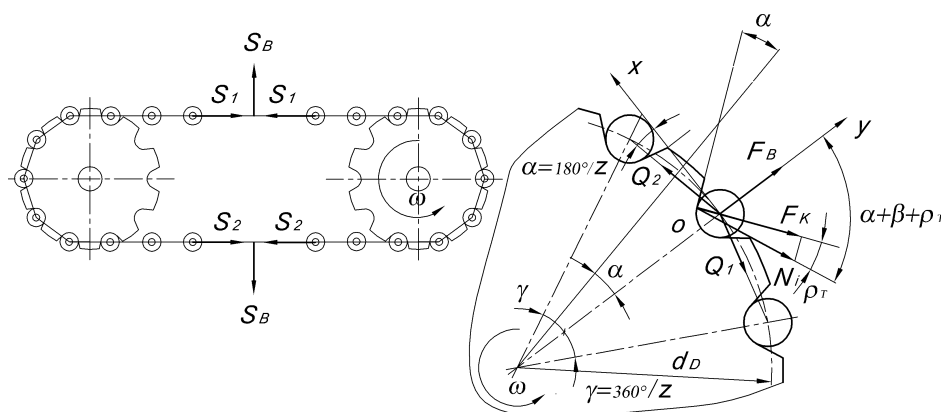


Рис. 5.16 – Розрахункова схема дії сил в зачепленні привода ланцюгового конвеєра

Умова рівноваги в системі координат XOY буде мати наступний вигляд:

$$\begin{cases} \sum X = Q_2 \cos \alpha - Q_1 \cos \alpha - N_i \cos(\alpha + \beta + \rho_T) = 0; \\ \sum Y = Q_2 \sin \alpha + Q_1 \sin \alpha - N_i \sin(\alpha + \beta + \rho_T) - F_B = 0; \\ F_B = 2S_B \sin \alpha. \end{cases} \quad (5.106)$$

Після розв'язку системи рівнянь (5.106) отримаємо формули для визначення зусиль Q_1 і N_i

$$Q_1 = (Q_2 - S_B)a + S_B; \quad (5.107)$$

$$N_i = (Q_2 - S_B)b. \quad (5.108)$$

Числові значення вказаних коефіцієнтів визначають за формулами [72]

$$a = \frac{\sin(\alpha + \rho_T)}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)}; \quad (5.109)$$

$$b = \frac{\sin \gamma}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)}. \quad (5.110)$$

Натяг у першій ланці ланцюга, яка прилягає до ведучої вітки конвеєра в момент коли в зачеплення починає входити наступна ланка, рівний натягу ведучої ланки S_1 . Згідно формул (5.107) і (5.108) можна визначити зусилля, які діють на 1, 2, ... i -й шарнір. Відповідно максимальні зусилля в деякому i -му шарнірі [72]

$$Q_{i+1} = (S_1 - S_B)a^i + S_B. \quad (5.111)$$

$$N_i = (S_1 - S_B)b^i. \quad (5.112)$$

Величина натягу S_1 ведучої ланки рівна сумі робочого навантаження P , динамічного навантаження P_∂ , яке обумовлюється зовнішнім впливом і внутрішньою динамікою передачі та натягом веденої ланки S_2 . Натяг веденої ланки складається із суми остаточного натягу S_{2f} і натягу S_B від відцентрової сили F_B .

$$S_2 = S_{2f} + S_B, \quad (5.113)$$

відповідно

$$S_1 = P + P_\partial + S_2 = k_\gamma P + S_B + S_{2f}. \quad (5.114)$$

Значення динамічного навантаження можна розрахувати по його складових

$$P_\partial = P_l + P_{e.l} + P_{m.l}. \quad (5.115)$$

Сила P_l викликана нерівномірним рухом ланцюга, відповідно її числове значення розраховують за формулою [72]

$$P_l = \frac{K_y q l t n^2}{1,8 \cdot 10^8}. \quad (5.116)$$

Сила $P_{e.l}$ викликана кутовим прискоренням веденого колеса і приведеним до його вала моментом інерції J веденої системи конвеєра. Відповідно її визначають при максимальній величині кутового прискорення [72]

$$P_{e.l} = \frac{22JK_y K_B n^2}{10^6 d_D}. \quad (5.117)$$

Коефіцієнт, що враховує закон руху ланцюга рівний

$$K_B = \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.118)$$

Сила, яка викликана технологічними похибками виготовлення елементів приводу конвеєра розраховується за формулою [72]

$$P_{m.n} = c \Delta_l. \quad (5.119)$$

Жорсткість ланки можна розрахувати за законом Гука [124]

$$c = \frac{E_o S_{on}}{l}. \quad (5.120)$$

Натяг викликаний відцентровою силою рівний

$$S_B = qv^2. \quad (5.121)$$

Відповідно остаточний натяг ланки рівний [72]

$$S_{2f} = \frac{k_\gamma P a^m - 0,08z Q_f \ln a}{1 - a^m}. \quad (5.122)$$

$$Q_f = 10^{-3} gql \cos \alpha_2, \quad (5.123)$$

У відповідності із рівністю (5.114) максимальні зусилля в шарнірі можна визначити за формулами

$$Q_1 = (k_\gamma P + S_{2f}) a^i + S_B; \quad (5.124)$$

$$N_i = (k_\gamma P + S_{2f}) b^i. \quad (5.125)$$

Але оскільки у даному конвеєрі в зачепленні одночасно перебуває декілька ланок то

$$Q_1 = (S_2 - S_B) a^{m-i} + S_B = S_{2f} a^{m-i} + S_B; \quad (5.126)$$

$$N_i = (S_2 - S_B) b^{m-i} = S_{2f} b^{m-i}. \quad (5.127)$$

З врахуванням рівностей (5.121), (5.122) формули для визначення зусиль у зачепленні приводу ланцюгового конвеєра можна записати у наступному вигляді

$$Q_1 = \left(\frac{k_\gamma P a^m - 0,08 z Q_f \ln a}{1 - a^m} \right) \cdot a^{m-i} + q v^2; \quad (5.128)$$

$$N_i = \left(\frac{k_\gamma P a^m - 0,08 z Q_f \ln a}{1 - a^m} \right) \cdot b^{m-i}. \quad (5.129)$$

Для аналізу впливу конструктивно-силових параметрів пари контакту зачеплення приводу ланцюгового конвеєра на характер зміни зусиль у зачепленні, розраховано залежності (5.128) і (5.129) та на основі отриманих даних побудовані графічні залежності по яких і робились відповідні висновки.

Аналізуючи отримані результати і графічні залежності можна констатувати, що зусилля натягу ланок є переважаючими у ланцюгових конвеєрах, оскільки їх числові значення є значно більшими за сили реакції. Встановлено, що на зусилля натягу значно впливає швидкість руху ланцюгового конвеєра та маса його ланок. Зокрема при збільшенні швидкості руху конвеєра з 5 до 15 м/с зусилля натягу ланки збільшується у 1,6...9 раз, наприклад із 25 до 225 Н. Також важливим фактором є маса ланки, так при поступовому збільшенні маси з кроком 1 Н спостерігалась зміна зусилля натягу у 1,5...2 рази у сторону збільшення. В той же час ні зміна робочого навантаження, ні зміна кількості зубів колеса не мають істотного впливу на даний параметр. Проте під час дослідження сили реакції зачеплення встановлено, що даний параметр прямо пропорційно залежить від зміни робочого навантаження конвеєра, а саме чим воно вище, тим більша сила реакції, але кількість зубів колеса не мають впливу на даний параметр.

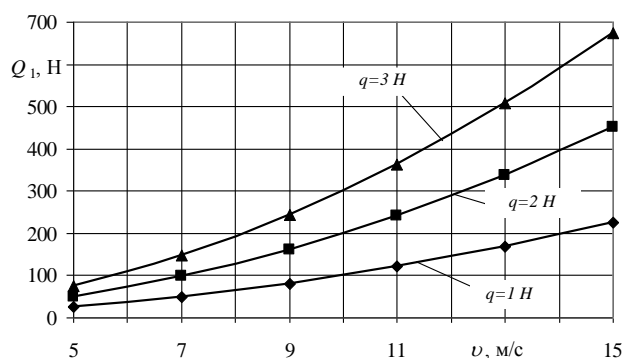


Рис. 5.17 – Залежності зміни зусилля натягу ланки від швидкості руху конвеєра $Q_1=f(v)$ при змінних значеннях її маси

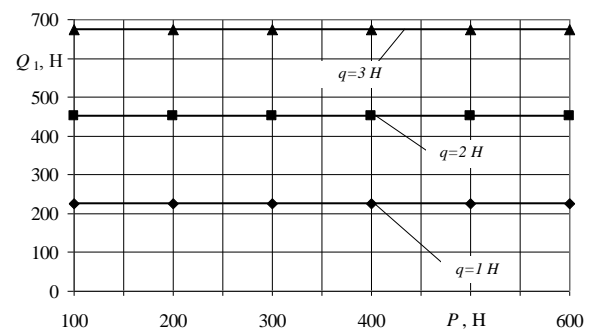


Рис. 5.18 – Залежності зміни зусилля натягу ланки від робочого навантаження $Q_1=f(P)$ при змінних значеннях її маси

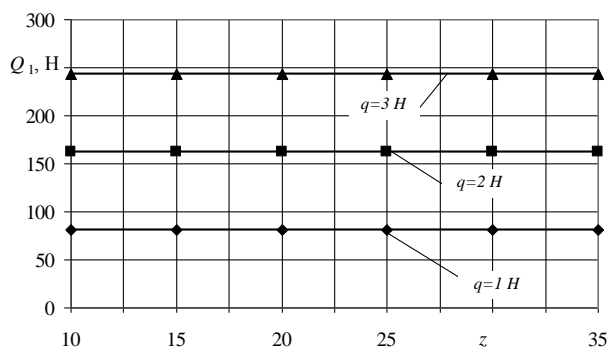


Рис. 5.19 – Залежності зміни зусилля натягу ланки від кількості зубів колеса $Q_1=f(z)$ при змінних значеннях її маси

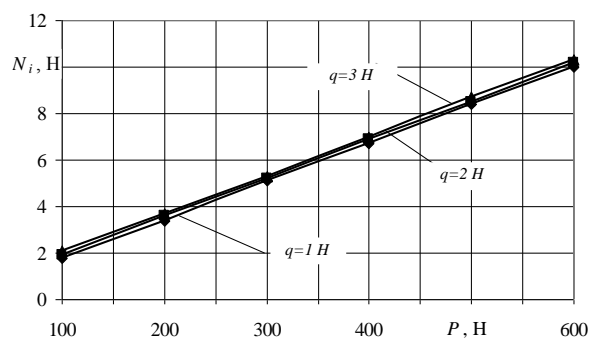


Рис. 5.20– Залежності зміни значення реакції в зачепленні від робочого навантаження $N_i=f(P)$ при змінних значеннях маси ланки

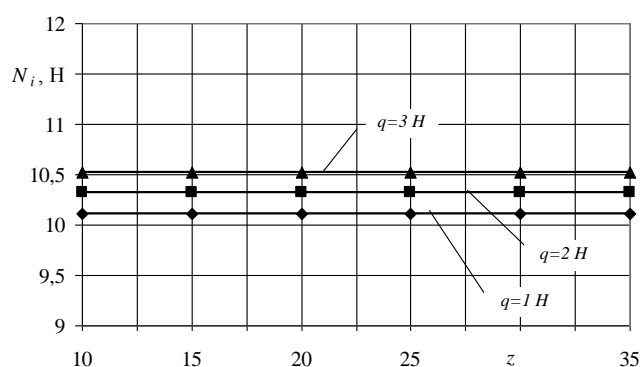


Рис. 5.21 – Залежності зміни зусилля натягу ланки від кількості зубів колеса $N_i=f(z)$ при змінних значеннях її маси

5.6 Висновки

1. Запропоновані нові конструкції тягових пластинчастих ланцюгів забезпечують: - збереження, в процесі експлуатації ланцюга, рівності контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок, що сприяє зменшенню роботоздатність кроків, нерівномірності руху робочих віток передачі і динамічних навантажень; - підвищення несучої здатності за рахунок виконання контактуючих поверхонь в шарнірах ланцюга сферичними; - надійність пресових з'єднань відкрито шарнірного ланцюга залежить за рахунок використання сектороподібних втулок.

2. Визначені густини розподілу розмірних параметрів ТПБЛ удосконаленої конструкції, а також виведенні аналітичні залежності для визначення коефіцієнта K_m , що враховує нерівномірність навантаження

пластин ланцюга, при певних значеннях величиною зазору Δ і пружних пластин. Розроблено методику теоретичного дослідження впливу стахостичності розмірних параметрів елементів ТПБЛ на його несучу здатність, а також отримано залежності для визначення допустимого корисного зусилля, яке може передаватися на ланцюг. Отримані залежності для визначення мінімальних, максимальних і найбільш імовірних значень при певному рівні коефіцієнта K_m

3 Встановлено, що допустимий тиск в шарнірах ланцюгів двоконтурної передачі залежить, в першу чергу, від кількості ланок у її ведучій вітці, точності розмірних параметрів шпонкового з'єднання і допустимого зусилля, яке передається робочою віткою. З використанням ланцюгових передач в сільськогосподарському машинобудуванні з кроками приводних роликів та втулкових ланцюгів меншими 50,8 мм і числом зубців зірочок менше 40 вплив точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багато контурних передач незначний і тоді можна припускати, що шпонкові з'єднання вал-шпонка-втулка-беззазорні і не враховувати при розрахунку несучої здатності багато контурних ланцюгових передач.

4 Вперше здійснено у імовірнісному аспекті аналіз точності контактних кроків ТПБЛ з різними варіантами спряжень ступінчастих співвісних валиків з отворами пластин. Отримані залежності, які дозволяють, в залежності від вибраного варіанта спряжень ступінчастих валиків із отворами пластин, призначити допуски на розмірні параметри валиків і пластин. Встановлено, що найбільший вплив на точність контактних кроків ТПБЛ, незалежно від варіанту спряження валиків із отворами пластин, має точність міжцентрової віддалі отворів пластин.

5 Виведені аналітичні залежності для визначення залежностей зміни величин зусиль в зачепленні привода ланцюгового конвеєра, які можна використати при конструюванні аналогічних пристроїв із різною навантажувальною здатністю. Отримані результати теоретичних досліджень дозволяють спростити структуру та методику розрахунку приводів ланцюгових

конвеєрів. Запропонована конструкція гнучкого канатного конвеєра має розширені технологічні можливості за рахунок можливості транспортування вантажу по складних технологічних трасах з забезпеченням екологічно-чистих умов транспортування.

6 Розроблено конструкцію стенда для складання ланцюгово-планчастих полотен ТТСМ з системою автоматичної подачі заготовок в зону формоутворення і виконання з'єднувальних операцій. Виведені аналітичні залежності для визначення величини деформації, зусиль з'єднання ланок транспортера, геометричних параметрів об'єкта виробництва та режимів формоутворення.

7 Приведено розрахунок контактних ланок приводу гнучкого трубчастого канатного конвеєра і визначено зусилля подачі матеріалу з врахуванням маси вантажу і сил тертя. Для забезпечення міцності приводу виведені аналітичні залежності для їх розрахунку і побудовані графічні залежності зміни зусиль кріплення елементів приводу від конструктивних параметрів марок матеріалу.

РОЗДІЛ VI

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ

6.1. Програма і методика проведення експериментальних досліджень транспортно-технологічних механізмів та їх елементів

Для визначення впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів x_i) на продуктивність трубчастих скребкових конвеєрів, визначення величини максимального обертального моменту, травмування сипкого середовища, неоднорідність змішуваних сумішей ГРО.

Програма експериментальних досліджень передбачала наступні етапи:

- розробку та виготовлення експериментального устаткування для дослідження процесів транспортування з можливістю зміни параметрів виконуваного процесу;
- проведення досліджень продуктивності трубчастого скребкового конвеєра та оцінка впливу діаметра труби, коефіцієнта завантаження, лінійна швидкість транспортування на продуктивність, крутний момент транспортування сипких матеріалів;
- дослідження травмування зернового матеріалу в залежності від конструктивно параметрів трубчастого скребкового конвеєра провести на експериментальній установці;
- спроектувати та виготовити функціонально здатні зразки технологічного обладнання для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок для сільськогосподарських машин із заданим профілем гофр обкатуванням парами ортогональних і неортогональних зубчастих формувальних інструментів;
- проведення досліджень якості процесів змішування сипких сумішей гвинтовим транспортером-змішувачем і оцінити вплив величини завантаження ГЗ, частоти обертання ГРО, часу виконання операції та профілю ГРО на

неоднорідність отриманих сумішей;

Методика експериментальних досліджень передбачала проведення різноманітних досліджень за використання відповідного експериментального устаткування [195, 211, 219, 220]:

- для визначення продуктивності скребкового конвеєра в залежності від зміни конструктивних параметрів проводились заміри маси транспортованого матеріалу за певний час за допомогою електронних ваг з точністю вимірювання ± 10 мг, де в якості транспортованого матеріалу використовувались пшениця, кукурудза, горох і комбікорм;

- оцінку якості процесу змішування практично проводили за допомогою замірів концентрації контрольного компонента суміші в залежності від зміни конструктивних параметрів ГЗ. Використовувався штампований набір сит з різними діаметрами отворів, а саме 3, 5, 7 мм та електронні ваги. Величина суміші сипкоко матеріалу конвеєра-змішувачі вибиралась з ємкості тари, яка знаходилася під отвором розвантажування. Зміна швидкості подачі компонентів суміші із завантажувального бункера заслінками пегулювала коефіцієнт завантаження, а спеціальні інструменти вимірювали конструктивні параметри ГРО [275, 276, 278, 279, 280, 285];

- навантаження на стенді для дослідження кута закручування секційних робочих органів змінюючи конструктивні параметри дозволило визначити деформаційно-силові характеристики дозволило встановити крутильну жорсткості ГРО, що супроводжувалось обладнанням ПЧ серії Altivar із можливістю керування та заміру величини навантажень з ПК. Гофровані спіралі та секційні ГРО були основою якості досліджуваних об'єктів.

Загальноживані методики та відомі методи статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних проводилося оброблення отриманих даних експериментальних масивів для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [3, 110, 119]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту,

реалізацію якого проводили у певній послідовності (додатокЖ.).

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих. Після кодування вхідних факторів складались план-матриці повного факторного експерименту (ПФЕЗ³) (таб 6.1.). Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [3].

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома [110], який описує реальний експериментальний процес:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (6.1)$$

де Y - експериментальне значення; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ; x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відповідними загальними формулами [110]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору:

Таблиця 6.1 Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сеп.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{12c}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	Y_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	Y_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	Y_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}; \quad (6.2)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}, \quad (6.3)$$

де x_{iu} - значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту; \bar{y}_u - середній результат u -го дослід; u - порядковий номер дослід; i - номер фактору; j, k - номер фактору, відмінного від i -го; N - кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [110]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (6.4)$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);
 $j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (6.5)$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (6.6)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (6.7)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [3].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n - 1)N. \quad (6.8)$$

Якщо умова значимості (6.6) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F - критерієм Фішера наступним чином [110]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (6.9)$$

де $N - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності;

g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

\bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді;

\tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (6.10)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення досліді;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [110]: $f_{ag} = N - g$ та

$$f_y = N(n - 1).$$

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T. \quad (6.11)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК «Statistica 6.0». Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичну дисперсію випадкової величини D [3, 110].

Залежність параметру оптимізації від зміни одного вхідного фактору, за постійного значення інших факторів, будували за допомогою пакета прикладної програми «Math Cad 6.0».

Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення («неузгодженості») визначали за способом найменших квадратів, яка описується залежністю [3]:

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (6.12)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ - величина «неузгодженості»; m_{i_e} , m_{i_m} - відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го досліджу.

6.1.1 Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності трубчастого скребкового конвеєра

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів x_i) на продуктивність (параметр оптимізації Q) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ - 3^3 , тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та лінійної швидкості транспортування v м/с, тобто $Q=f(D, \psi, v)$.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 6.2.

Дослідження продуктивності транспортування дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: лінійна швидкість транспортування v , м/с, внутрішній діаметр труби D , м, коефіцієнт заповнення ψ .

Таблиця 6.2 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр труби D , м	X_1	x_1	0,02	0,06/-1	0,08/0	0,1/+1
Коефіцієнт заповнення ψ	X_2	x_2	0,2	0,3/-1	0,5/0	0,7/+1
Лінійна швидкість транспортування v , м/с	X_3	x_3	0,11	0,12/-1	0,23/0	0,34/+1

6.1.2. Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів x_i) на крутний момент (параметр оптимізації T) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ - 3^3 , тобто визначення залежності крутний момент від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та лінійної швидкості транспортування ν м/с, тобто $T=f(D, \psi, \nu)$.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 6.3.

Дослідження крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме:

- лінійна швидкість транспортування ν , м/с, який кодували індексом x_3
- коефіцієнт заповнення ψ , який кодували індексом x_2
- внутрішній діаметр труби D , м, який кодували індексом x_1

Таблиця 6.3 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр труби D , м	X_1	x_1	0,02	0,06/-1	0,08/0	0,1/+1
Коефіцієнт заповнення ψ	X_2	x_2	0,2	0,3/-1	0,5/0	0,7/+1
Лінійна швидкість транспортування ν , м/с	X_3	x_3	0,11	0,12/-1	0,23/0	0,34/+1

6.1.3 Методика проведення експериментальних досліджень травмування насінневого матеріалу в трубчастому скребковому конвеєрі

Для величини травмування насінневого матеріалу конструктивними параметрами (незалежних факторів x_i) трубчастим скребковим конвеєром під час транспортування (параметр оптимізації T_{cm}) розроблено методику проведення повнофакторного експерименту ПФЕ - 3^3 . Визначення травмування сипкого матеріалу проводилось від зміни трьох основних факторів: діаметра труби D , коефіцієнта завантаження конвеєра φ та швидкості руху каната v , тобто $T_{cm} = f(D, \varphi, v)$.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 6.4. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- діаметра труби D , який кодували індексом x_1 ;
- коефіцієнта завантаження конвеєра φ , яку кодували індексом x_2 ;
- швидкості руху каната v , яку кодували індексом x_3 .

Таблиця 6.4 Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень травмування насінневого матеріалу при транспортуванні на трубчастому скребковому конвеєрі

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр труби D , м	X_1	x_1	0,02	0,06/-1	0,08/0	0,1/+1
Коефіцієнт заповнення ψ	X_2	x_2	0,2	0,3/-1	0,5/0	0,7/+1
Лінійна швидкість транспортування v , м/с	X_3	x_3	0,11	0,12/-1	0,23/0	0,34/+1

6.1.4 Методика проведення експериментальних досліджень якості змішування гвинтовим змішувачем

Для визначення впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів x_i) гвинтового змішувача на величину неоднорідності змішування (параметр оптимізації V_c) розроблено методику проведення повнофакторного експерименту. Визначення неоднорідності змішування проводилось від зміни трьох основних факторів ГРО: коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання робочого органу n та величини зазору між валом і витком S , тобто $V_c=f(K_3, n, S)$.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл.6.5. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ-3³ прийнято:

- коефіцієнт завантаження K_3 , який кодували індексом x_1 ;
- частота обертання шнека n , яку кодували індексом x_2 ;
- величина зазору між валом та витком S , яку кодували індексом x_3 .

Таблиця 6.5. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень якості змішування сумішей гвинтовим транспортером-змішувачем

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Коефіцієнт завантаження K_3	X_1	x_1	0,1	0,5/+1	0,4/0	0,3/-1
Частота обертання шнека n , об/хв.	X_2	x_2	85,2	227,2/+1	142/0	56,8/-1
Величина зазору між валом та витком S , мм	X_3	x_3	5	16/+1	11/0	6/-1

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем представлено в додатку Л.

6.1.5 Методика проведення експериментальних досліджень якості змішування гвинтовими гофрованим робочим органом

Для визначення впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів x_i) гофрованих гнучких ГРО на величину неоднорідності змішування (параметр оптимізації V_c) розроблено методику проведення повнофакторного експерименту, яка передбачала визначення неоднорідності змішування проводилось від зміни трьох основних факторів гофрованої спіралі: висота гофри по середньому діаметрі H , частота обертання гофрованого елемента n та коефіцієнт завантаження K_3 , тобто $V_c=f(H, n, K_3)$.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 6.6. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- висота гофри по середньому діаметрі H , яку кодували індексом x_1 ;
- частота обертання гофрованого елемента n , яку кодували індексом x_2 ;
- коефіцієнт завантаження, який кодували індексом x_3 .

Таблиця 6.6 Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень змішування гофрованих ГРО

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
висота гофри по середньому діаметрі H , мм	X_1	x_1	1,5	6/+1	4,5/0	3/-1
Частота обертання гофрованого елемента n , об/хв.	X_2	x_2	75	200/+1	125/0	50/-1
Коефіцієнт завантаження %	X_3	x_3	0,2	0,7/+1	0,5/0	0,3/-1

Проведення експериментальних досліджень на величину неоднорідності змішування гофрованих гнучких ГРО та обробку експериментальних даних виконано згідно методики представлені вище.

6.1.6 Методика аналізування схожості насіння

1. Термостати раз у 10 днів та посуд перед кожним аналізуванням, миють гарячою водою з мийними засобами і дезинфікують 1-% рочином марганцевокислого калію або спиртом. У робочу камеру термостата ставлять піддон із водою.

2. Аналізування схожості проводять на насінні основної культури, виділеному під час аналізування чистоти. Для цього довільно відраховують для кукурудзи 50 насінин, а для пшениці та гороху 100 насінин. Насіння рівномірно розміщують на зволоженому субстраті.

3. Під час аналізування використовують фільтрувальний папір та пісок

Фільтрувальний папір як субстрат для ложе, використовують за двома варіантами: «на папері» та «в папері». Для зволоження папір занурюють у воду, виймають і дають стекти надлишку води (під час натискання пальцем водяна плівка навколо нього не утворюється)

I. Під час аналізування «на папері» насіння розкладають на одному чи декількох шарах зволоженого паперу, укладені в ростильні. Ростильні складають одна на одну, а верхній шар накривають скляними пластинами, або порожніми ростильнями.

II. Під час аналізування «в папері» насіння розкладають між двома шарами зволоженого паперу (краще розміщувати рядками, що полегшить окомірну оцінку проростків. Папір можна використовувати у вигляді конвертів, рулонів, «гофрів» різного профілю, вкладати його горизонтально чи вертикально. Для кращої вентиляції між шарами паперу рекомендовано вкладати пластини або рамки з вологонепроникного матеріалу. Підготовлений таким чином пристрій з насінням ставлять у ростильні.

III. Пісок, як субстрат для пророщування насіння (просіяний через решето з отворами діаметром 1мм, промитий, прожарений до обуглювання шматка паперу, вкладеного в нього) використовують за такими варіантами: «на піску» - насіння втискають у поверхню піску на їхню товщину(діаметр); або «в

піску» розкладене на ложе насіння покривають шаром піску товщиною 1-2 см, залишаючи його пухким. Насіння кукурудзи розміщують зародком донизу.

IV. Перед аналізуванням пісок зволожують до 60% від його повної волого місткості. Вологомісткість визначають у металевому циліндрі з висотою 30 см, діаметром 8 см, з сітчастим дном. На дно циліндра кладуть кружок змоченого фільтрувального паперу і зважують (m). Циліндр на $\frac{3}{4}$ наповнюють прожареним піском, знову зважують (m_1) і ставлять посудину з водою, щоб вона була на рівні піску. Коли вода змочить поверхню піску, циліндр виймають з посудини, дають стекти зайвій воді, стінки зовні висушують фільтрувальним папером і зважують (m_2). Вологомісткість піску визначають за формулою:

$$B = \frac{m_2 - m_1}{m_1 - m} \times 100 \quad (6.13)$$

V. Після закінчення аналізування пісок промивають, просушують, просівають, прожарюють і зберігають для повторного використання. Під час аналізування протруєного насіння дотримуються відповідних правил безпеки, а після повторно не використовують.

4. Температурний режим потрібно витримувати протягом всього періоду з точністю до $\pm 2^\circ\text{C}$. Використовуючи змінні температури протягом доби низьку підтримують 18 год., високу 6 год.

5. Під час першого обліковування окремо оцінюють і враховують нормально пророслі насінини, а також насінини з вираженими ознаками аномалій та зігнилі. Дві останні групи видаляють, а нормально пророслі у разі потреби. Строк остаточного обліковування дозволено продовжити до 3-х діб, а у разі потреби й більше, щоб дати змогу прорости здоровим непророслим насінинам, або скоротити, якщо картина зрозуміла достроково.

6. Отримані під час аналізування схожості результати виражають у відсотках (таб.6.7) за кожною з виявлених категорій (нормальні й аномальні проростки, проросле і непроросле насіння, зокрема тверде, мертве, зігниле)

Таблиця 6.7 – норми схожості насіння

Культура	Горох	Кукурудза	Пшениця	
			м'яка	тверда
Схожість, мінімум	%	92	92	87

Таблиця 6.8 – Умови аналізування насіння

Культура	Субстрат(ложе)	Температура $\pm 2^{\circ}C$	Строки обліку, діб		Додаткові умови та вказівки, щодо подолання спокою насіння
			першого	другого	
Горох овочевий	ВП; нП	20	5	8	По
Кукурудза цукрова	вФ; вП; нП	25; 20-30	4	7	Продовжити строк пророщування на 3 доби
Пшениця тверда та м'яка	нФ; вФ; вП; нП	20	4	8	По; Пп(30-35 $^{\circ}C$); ГК

Вжито такі скорочення: нП – на піску; вП – в піску; нФ – на фільтрувальному папері; вФ – в фільтрувальному папері (між фільтрувальним папером); По – попереднє охолодження; Пп – попереднє прогрівання; ГК – гіберелінова кислота.

Під час аналізування свіжозібраного насіння з незавершеним періодом фізіологічного досягання, вживають заходів щодо подолання стану спокою, а саме: попереднє охолодження і прогрівання, промивання, обробляння лежа хімічними речовинами тощо

Попереднє охолодження(По). Висіяне на вологий субстрат насіння витримують за температури 5-10 $^{\circ}C$ протягом часу, передбаченого для першого обліковування проростків (енергія проростання), після чого переставляють у температурні умови, передбачені для цієї культури. Період попереднього

охладження не входить у термін визначення схожості, але його температуру і термін потрібно зазначити у документі. Перше обліковування (енергія проростання) проводять через дві доби після закінчення попереднього охолодження. У разі потреби попереднє охолодження повтоюють або продовжують його термін.

Попереднє прогрівання (Пп). Насіння прогрівають протягом 7 діб за температури 30-40 °С. У разі потреби тривалість прогрівання продовжують.

Попереднє промивання застосовують щоб видалити з насіння інгібітори проростання. Для цього занурюють насіння у воду кімнатної температури, потім промивають проточною водою (до зникнення забарвленості) і просушують фільтрувальним папером.

Використання гіберелінової кислоти(ГК). Субстрат зволожують 0.05-% розчином ГК. Для насіння з неглибоким спокоєм концентрацію знижують до 0,02 %, а у разі глибокого збільшують до 0.1%. Збільшуючи концентрацію більше 0.8% попередньо готують фосфатний буферний розчин з дистильованої води.

6.2 Стенди і інструментарій для проведення експериментальних досліджень транспортування і змішування сипких матеріалів транспортно-технологічними механізмами сільськогосподарських машин

Спроектвано та виготовлено ряд експериментальних установок і стендів для проведення експериментальних досліджень з метою підтвердження результатів теоретичних досліджень і уточнення відповідних параметрів ТТМСМ [217, 219, 275, 276, 278, 280]. Робочі органи застосовувались для дослідження конструктивних і експлуатаційних чинників процесів транспортування та змішування сипких матеріалів. 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, що дало можливість покращити точність та зручність проведення дослідів (рис. 6.1) [136]. Вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і його запуск проводилися завдяки цій програмі в автоматизованому режимі у ПК. Виконання дослідження статичних і динамічних процесів відбувалося при керуванні роботою частота обертання якого знаходилась в межах від 0 до 1460 об/хв.



Рис. 6.1. Загальний вигляд автоматизованого електроприводу для дослідження механічних систем і персональним комп'ютером

Програмне забезпечення PowerSuite версії 2.3.0 [136] 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. 6.2) 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).

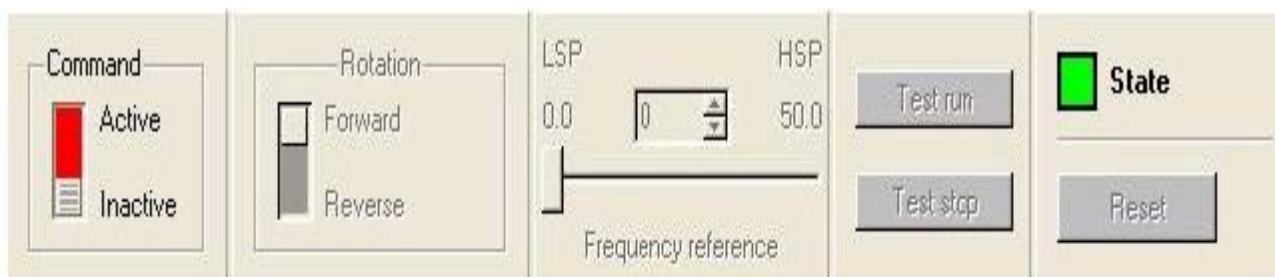


Рис. 6.2. Панель управління двигуном

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. 6.3).

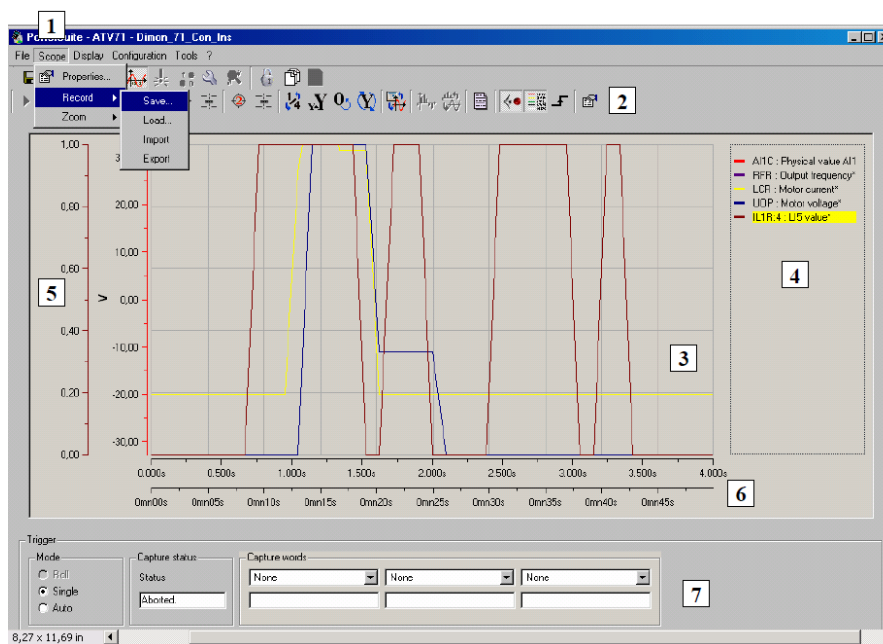


Рис. 6.3. Вікно осцилографа

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 (Scope type = Slow scope) 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 Scope може бути не більше 4, тому при знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2 - 2000, 4 - 1000.

При дослідженні продуктивності транспортування сипких вантажів використовувались спеціальні стенди, прилади та інструменти для заміру конструктивних, кінематичних, силових і технологічних параметрів, що дозволило вдосконалювати конструкції конвеєрів і їх ГРО та встановлювати раціональні параметри роботи.

Для проведення експериментальних досліджень продуктивності використовували гнучкий канатний конвеєр зображено на рис. 6.4, який виконано у вигляді U-подібної труби 1 круглого поперечного січення, в яку встановлено гнучкий канат 2, по довжині якого рівномірно з заданим кроком встановлено круглі подаючі диски 3, які з двох сторін жорстко підтиснуті і закріплені до каната кріпильними втулками 4, за допомогою болтів 5. На вході в U- подібну трубу, в площині руху гнучкого каната 2, жорстко встановлена спеціальна приводна зірочка 6, з можливістю кругового провертання, яка виконана у вигляді диска в якому рівномірно по колу виконані U-подібні пази 7, які є у періодичній взаємодії з круглими подаючими дисками 3. Паралельно до U- подібних пазів 6, поряд з ними, з двох сторін круглих подаючих дисків

жорстко встановлені Г-подібні штовхачі 8, вертикальні полицки яких є паралельні до країв U-подібних пазів, в яких верхні горизонтальні полицки 9 штовхачів є у взаємодії з круглими подаючими дисками 3 з тильної сторони. Спеціальна приводна зірочка 6 жорстко встановлена на приводному валу 10 редуктора (на кресленні не показано) з маточиною 11, який встановлено перпендикулярно до площини встановлення гнучкого канатного ланцюга 2.

Для проведення експериментальних досліджень продуктивності трубчастого скребкового конвеєра, конвеєра з гофрованим робочим органом використовувався стенд [221, 282], загальний вигляд якого зображено на рис. 6.5.

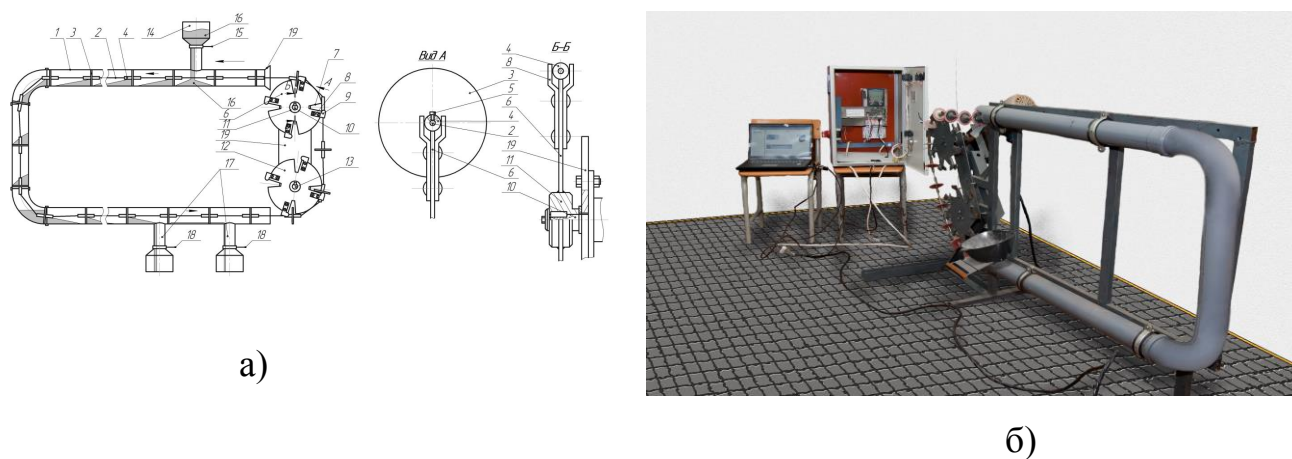


Рис. 6.4. Загальний вигляд гнучко канатного трубчастого скребкового конвеєра а)
установка трубчастого скребкового конвеєра б)

Даний стенд (рис. 6.5) виконаний у вигляді рами 1, на якій встановлено кожух 2, електродвигун 3, вал 4, на якому закріплено гофрований робочий орган 5 (рис. 6.6). Гофрований ГРО 6 має впадини гофр 7 та виступи.

Дослідні стенди, виконані у вигляді з вивантажувальною магістраллю (рис. 6.7.а) та з завантажувальною і вивантажувальною магістралями та пересипним корпусом (рис. 6.7.б) використовувалися для визначення продуктивності транспортування сипких вантажів гнучкими елементами [208, 277], а саме для гофрованих (рис. 6.6) і секційних (рис. 6.8) ГРО.

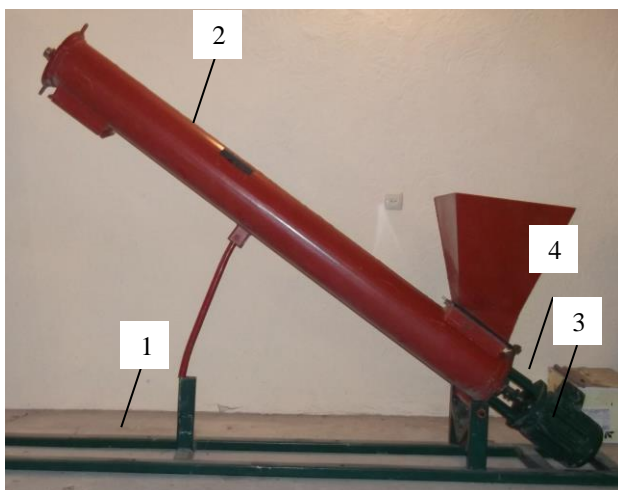


Рис. 6.5. Загальний вигляд конвеєра з гофрованим ГРО

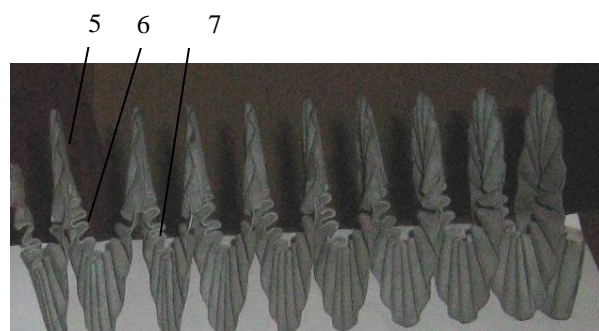


Рис. 6.6. Гофрований ГРО

Процес транспортування сипкого матеріалу у гнучкому ГК з вивантажувальною магістраллю (рис. 6.7.а) проводиться потрапляння через бункер 1 в корпус конвеєра 2 на робочий орган.



Рис. 6.7. Стенди для дослідження процесів транспортування сипких матеріалів гнучкими ГК: а) з вивантажувальною магістраллю; б) з завантажувальною і вивантажувальною магістралями та пересипним корпусом

Через механічні передачі від електродвигуна, що керується з ПК через ПЧ (параграф 6.2) створює обертальний рух робочого органу. Двигун і робочий орган закріплено на рамі 3. При різних коефіцієнтах заповнення магістралі 2 різними сипкими матеріалами, при зміні частоти обертання робочого органу та радіусу кривини магістралі можна визначати продуктивність ГК з різними конфігураціями.

При різних коефіцієнтах заповнення магістралей 5 і 8, при різних діаметрах і конструктивних виконаннях гнучких ГРО можна визначати продуктивність ГК. Продуктивність ГК для різних сипких матеріалів визначалась, при різних частотах їх обертання та радіусах кривини магістралей при різноманітних навантаженнях в автоматизованому режимі за допомогою ПЧ та ПК (параграф 6.2).



а)



б)

Рис. 6.8. Секційні ГРО з: а) шарнірним з'єднанням; б) запобіжним з'єднанням

6.3 Інструментарій досліджень гвинтових гофрованих заготовок методом обкатування парами ортогональних і неортогональних зубчастих формоутворюючих інструментів

Універсальний контрольно-обкатний верстат 5А725 (рис. 6.9) було використано для проведення комплексу експериментальних досліджень, який дав можливість контролю розміщення плями контакту, заміру бокових зазорів і відносної безшумності конічних зубчастих передач, як ортогональних, так і неортогональних (Додаток 3.) [105, 357]. Комплекс випробувань з формоутворення гофрованих гвинтових заготовок з використанням верстата було здійснено за допомогою конічних передач під різними кутами, було проведено дослідженням різноманітних параметрів, що дозволило розширити технологічні можливості збільшити коефіцієнт їх використання.

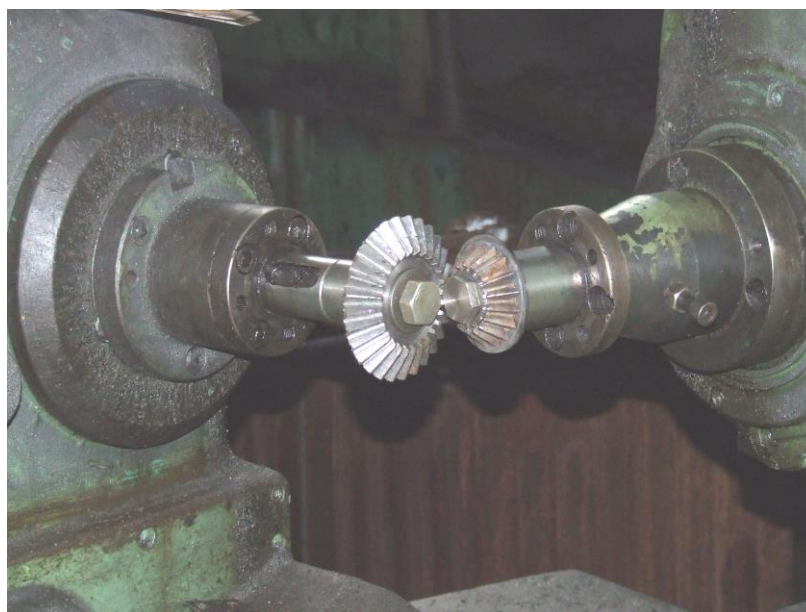


Рис. 6.9 Універсальний контрольно-обкатний верстат 5А725 з встановленими формоутворюючими зубчатими конічними інструментами

Для проведення експериментальних досліджень було спроектовано і виготовлено п'ять пар конічних зубчастих формуючих інструментів з робочими кутами відповідно 35, 60 і 90° (рис. 6.10-6.12).



Рис. 6.10 Конічні зубчасті формуючі інструменти



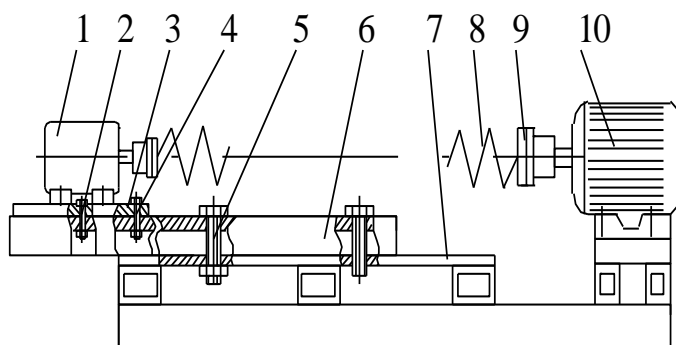
Рис.6.11. Пара зубчастих конічних формуючих інструментів



Рис.6.12. Пара зубчастих конічних формоутворюючих інструментів

6.4 Стендове обладнання з визначення деформаційно-силових характеристик гвинтових робочих органів

На рис. 6.13. представлено експериментальний стенд для визначення деформаційно-силових характеристик конструкції спірального робочого органу, для виявлення небезпечних зон впливу радіусу кривини на надійність роботи ГРО при перевантаженнях [60, 91]. З його допомогою було проведено статичні та динамічні дослідження, зроблено порівняльну оцінку конструкцій робочих органів з різними конструктивними параметрами. Конструктивними елементами стенду є: двигун постійного струму 1, два болтові з'єднання 2 і 4, поворотна плита 3, болтові з'єднання кріплення швелера, направляючий швелер 6, рама 7, гвинтовий робочий орган 8, запобіжна муфта 9, вихідний вал 10.



a)



б)

Рис. 6.13. Стенд для дослідження деформаційно-силових характеристик гвинтових спіралей: а) схема; б) загальний вигляд

Використання стенду забезпечило дослідження деформаційно-силових характеристик спіралей. В процесі роботи здійснювалося підключення до електромережі ПЧ, ПК та запускалася програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar [136]. В автоматизованому режимі регулюється частота обертання електродвигуна від 0 до 1460 об/хв, при цьому використовували плавні та різкі пуски.

Для дослідження деформаційно-силових характеристик спіралей на даному стенді для різних типів ГРО використовувався двигун для навантаження робочих органів, де визначено різні конструктивні параметрами, небезпечні радіуси кривини і критичні навантаження

Для дослідження кута закручування секційних ГРО [60, 91] використовувався стенд який складається з корпусу зі стояком, на якому закріплюється ГРО, який піддається навантаженню в результаті чого відбувається кутове переміщення при закручуванні робочого органу, що визначає навантажувальну здатність.

6.5. Результати експериментальних досліджень транспортно-технологічної системи трубчастого скребкового конвеєра

6.5.1 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень продуктивності і крутного моменту транспортно-технологічної системи трубчастого скребкового конвеєра.

Трубчасті гнучкі канатні конвеєри впроваджують у різних галузях промисловості та сільському господарстві для транспортування однорідних сипких вантажів по криволінійних трасах. Вони економічно доцільні, оскільки дають змогу ефективно використовувати виробничі площі й транспортувати вантажі по трубі, яку можна прокласти по складній просторовій трасі з мінімальним травмуванням особливо насінєвих матеріалів і є екологічно чистим.

Динамічні системи, основні характеристики яких змінюються за певним законом вздовж їх довжини (площі, об'єму) носять назву систем із розподіленими параметрами. Їх рух описується рівняннями з частинними похідними за певних крайових умов. Канат транспортера, за допомогою якого переміщається сипке середовище можна вважати одновимірним тілом, маса якого змінюється вздовж довжини (рис.6.14).

Для випадку, коли рухом сипкого середовища відносно каната можна знехтувати, то цю масу можна вважати розподіленою вздовж каната. Всі точки нормальних поперечних перерізів системи сипке середовище – канат мають однакові кінематичні характеристики (за виключенням кутових областей). Вказане є підставою того, що досліджуваний об'єкт можна трактувати одновимірною механічною системою із розподіленими параметрами.

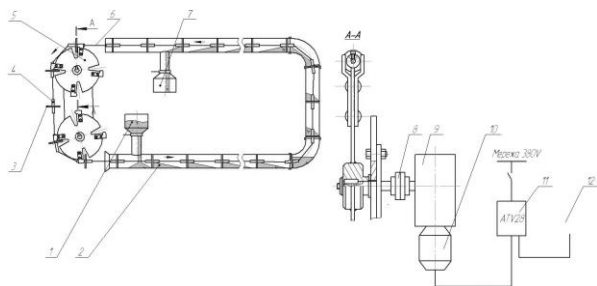


Рис. 6.14. Експериментальна установка трубчастого скребкового конвеєра переміщення сипкого середовища [282]

1 – привідна зірочка; 2 – робочий орган; 3 – муфта; 4 – редуктор; 5 – електродвигун; 6 – перетворювач частоти серії Altivar 7.1; 7 – персональний комп'ютер.

Для вказаних задач визначальними чинниками технологічного процесу є основні усереднені кінематичні характеристики динаміки сипкого середовища (амплітуда та частота). Тому у вказаних роботах показано, що сипке середовище за різних технологічних операцій можна розглядати як пружне тіло із деякими усередненими інтегральними характеристиками. У технологічному ж процесі транспортування сипкого середовища за допомогою рухомого каната із скребками, рух сипкого середовища відносно каната не становить, на наш погляд, ні теоретичної, ні практичної цінності. До того ж, переміщення частинок середовища відносно каната є незначними. З огляду на вказане, нижче відносним рухом сипкого середовища відносно каната будемо нехтувати і вважати його невідривно зв'язаним із канатом. Це у сукупності дозволяє розглядати динаміку технологічного процесу переміщення сипкого середовища як динаміку одновимірного тіла із нерівномірно розподіленою вздовж своєї довжини масою. За масу одиниці довжини вказаного умовного тіла (сипке середовище та каната) слід розуміти сумарну масу самого каната та сипкого середовища. Таким чином, задачу про переміщення сипкого середовища за допомогою каната із скребками можна віднести до задачі динаміки одновимірної системи із розподіленими параметрами. Положення одновимірних систем із розподіленими параметрами при поздовжніх її

коливаннях однозначно визначається функцією, яка описує деформацію умовної пружної матеріальної лінії в довільний момент часу. Для визначення вказаної функції умовно розглядається три ділянки каната: дві горизонтальні (верхня та нижня); і вертикальну. Основні характеристики (кінематичні та фізико-механічні) верхньої та нижньої віток каната однакові за виключенням лише величини сили натягу.

У зв'язку із можливістю значного зміщення електродвигуна 5 у поперечному та повздовжньому напрямі на даному стенді можна випробовувати канати різноманітної довжини і конфігурації. Під час досліджень проводилось підключення до електромережі, перетворювача частоти (ПЧ), ПК (рис.6.14.б) та запускалась програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar 7.1. Також при потребі використовувались плавні і різкі пуски.

Ділянки каната між шайбами рекомендується покривати шаром (1,5...2,0 мм) того самого матеріалу, з якого відліто скребки. Кінці каната з'єднують металевою рознімною шайбою і пружинним кільцем, а швидкість робочого органу трубчастого канатного конвеєра коливається в межах 0,1...1,25 м/с.

Дослідження із визначення продуктивності конвеєра проводились при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: горох – 700 кг/м³; пшениця – 760 кг/м³; кукурудза – 800 кг/м³; висівки – 250 кг/м³ з вологістю, яка становить $W=12...15\%$, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для транспортування сипучого матеріалу по металевій трубі використано скребки, які виготовлено із поліаміду ПА-6 або ПА-12 з шорсткістю поверхні $R_a \approx 2,5$ мкм. Такі скребки безпосередньо контактують із насінням і не травмують його, при цьому коефіцієнт тертя-ковзання по трубі складає $f = 0,20$, що створює менший крутний момент, ніж при застосуванні металевих скребоків, коефіцієнт тертя-ковзання яких досягає $f = 0,60$. Так, при транспортуванні висівки зменшення крутного моменту складає 3-12%, пшениці 7-15% , гороху і кукурудзи 3-5% для діапазону коефіцієнта заповнення

сипучим матеріалом труби 0,3...0,7.

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів x_i) на продуктивність і крутний момент (параметр оптимізації Q і T) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності продуктивності і крутного моменту від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , m та лінійної швидкості транспортування v м/с, тобто $Q=f(D, \psi, v)$ і $T=f(D, \psi, v)$.

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [3, 110]. Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто продуктивність $Q^i = f(D, \psi, v)$ і крутний момент $T^i = f(D, \psi, v)$, визначені експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [3, 110]:

$$\begin{aligned} Q^i = & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + \\ & + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \end{aligned} \quad (6.14)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень x_i ; x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Дослідження продуктивності транспортування і визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: лінійна швидкість транспортування v , м/с, внутрішній діаметр труби D , м, коефіцієнт заповнення ψ [195]. Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і

досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодіваних величинах дорівнюють:

для транспортування гороху

$$Q_{\text{горох}} = -21,338 \cdot 10^3 v - 11,491 \cdot 10^3 \psi + 1,933 \cdot 10^3 + 85,250 \cdot 10^3 D \psi - 550 \cdot 10^3 D^2 + 18,264 \cdot 10^3 v^2 + 5,1 \cdot 10^3 \psi^2 + 160,454 \cdot 10^3 Dv + 13,636 \psi v + 45,620 \cdot 10^3 \quad (6.15)$$

для транспортування пшениці

$$Q_{\text{пшениці}} = -450 \cdot 10^3 D^2 - 12,178 \cdot 10^3 \psi + 2,573 \cdot 10^3 - 21,416 \cdot 10^3 v - 34,289 \cdot 10^3 D + 149,545 \cdot 10^3 Dv + 13,545 \cdot 10^3 D \psi + 19,173 \cdot 10^3 v^2 \quad (6.16)$$

для транспортування кукурудза

$$Q_{\text{кукурудза}} = 84,75 \cdot 10^3 D \psi - 13,383 \cdot 10^3 \psi - 21,141 \cdot 10^3 v + 17,52 \cdot 10^3 v^2 - 557,5 \cdot 10^3 D^2 + 13,818 \cdot 10^3 \psi v + 4,975 \cdot 10^3 \psi^2 + 162,727 \cdot 10^3 Dv + 1,829 \cdot 10^3 + 46,397 D \quad (6.17)$$

для транспортування комбікорму

$$Q_{\text{комбікорм}} = -10,896 \cdot 10^3 \psi - 20,568 \cdot 10^3 v + 18,181 \cdot 10^3 v^2 - 615 \cdot 10^3 D^2 - 5,2 \cdot 10^3 \psi^2 + 12,681 \cdot 10^3 \psi v + 156,363 \cdot 10^3 Dv + 1,099 \cdot 10^3 + 60,561 \cdot 10^3 D + 77,25 \cdot 10^3 D \psi \quad (6.18)$$

Величини передавання максимального крутного моменту для різних сипучих матеріалів на експериментальній установці:

$$T_{\text{горох}} = -67,67 \psi - 70,54 v - 8,63 \psi v + 41,75 \psi^2 + 170 v^2 - 4,625 \cdot 10^3 D^2 - 100 Dv - 9,94 + 0,673 \cdot 10^3 D \psi + 0,715 \cdot 10^3 D \quad (6.19)$$

$$T_{\text{пшениця}} = -71,23 \psi - 12,23 - 56,988 v + 0,745 D \psi - 81,81 Dv - 6,81 \psi v + 138,01 v^2 - 4,9 \cdot 10^3 D^2 + 44,5 \psi^2 + 0,756 \cdot 10^3 D \quad (6.20)$$

$$T_{\text{кукурудза}} = -72,36v - 65213\psi + 39,75\psi^2 + 0,164 \cdot 10^3 v^2 - 4,725D^2 - 8,18\psi v - 10,07 + 0,72 \cdot 10^3 D\psi - 22,72Dv + 0,711 \cdot 10^3 D \quad (6.21)$$

$$T_{\text{комбікорм}} = -68,29\psi - 9,17 - 66,1v - 45\psi v + 143,8v^2 + 41\psi^2 - 4,575 \cdot 10^3 D^2 + 0,713 \cdot 10^3 D\psi - 9,09Dv + 0,686 \cdot 10^3 D \quad (6.22)$$

Графічні значення залежностей для визначення продуктивності конвеєра і крутного моменту транспортування при використанні матеріалу (пшениця, горох, кукурудза, комбікорм) представлено на рис. 6.15-6.8. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів.

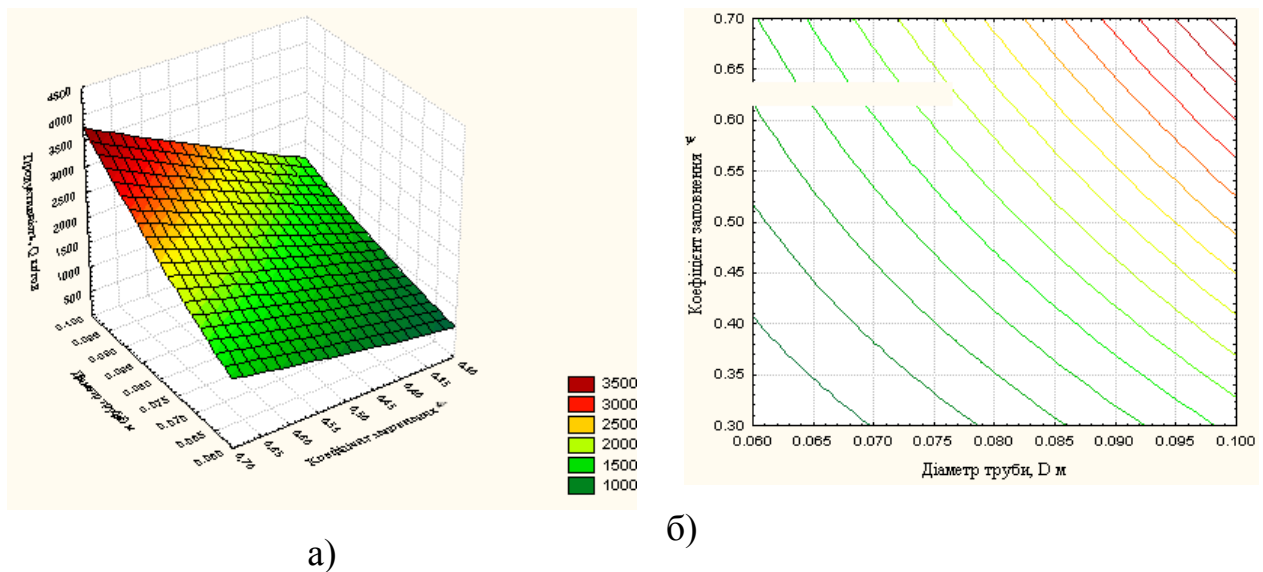


Рис. 6.15 Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності гороху $Q_{\text{горох}(D,\psi)}$ від діаметра труби та коефіцієнта заповнення при швидкості $v = 0,23 \text{ м/с}$

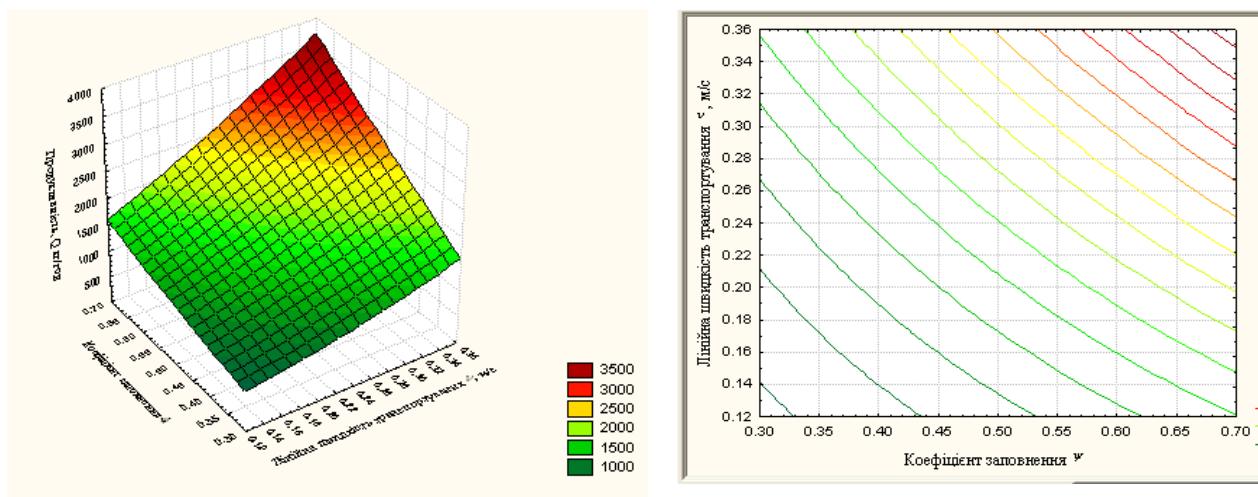


Рис. 6.16 Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності гороху $Q_{\text{горох}(\psi, v)}$ від лінійної швидкості та коефіцієнта заповнення при діаметрі труби $D = 0,08$ м

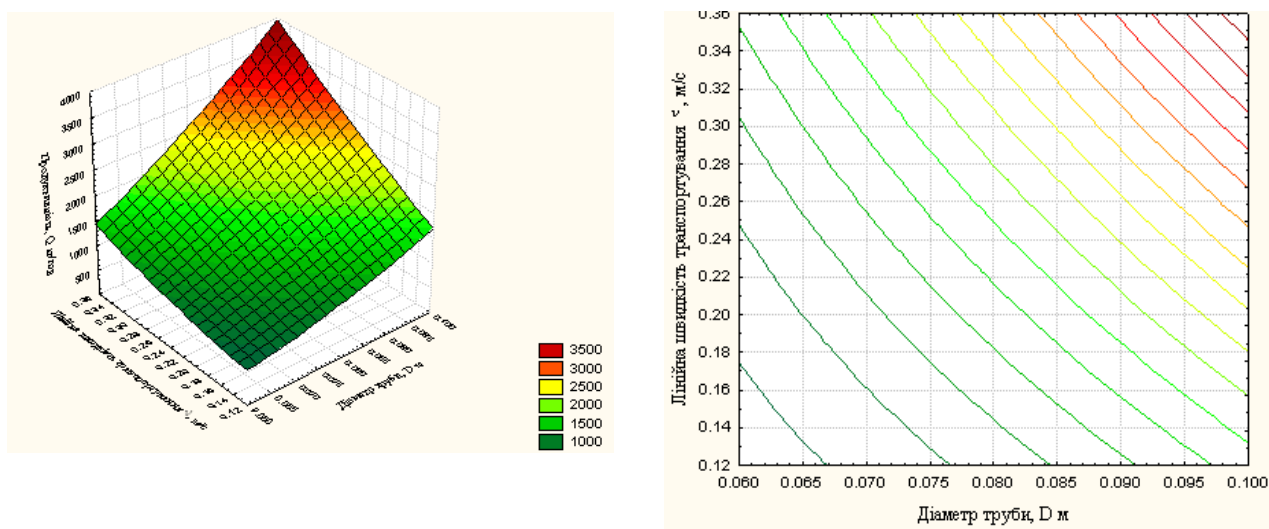


Рис. 6.17 Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності гороху $Q_{\text{горох}(D, v)}$ від лінійної швидкості та діаметра труби при коефіцієнті заповнення $\psi = 0,5$

З рис. 6.15-6.17 видно, що продуктивність трубчастого скребкового конвеєра для сипучого матеріалу (гороху, пшениці, кукурудзи) залежить від внутрішнього діаметра труби D і лінійної швидкості v і в меншій мірі коефіцієнта заповнення ψ . Отже, при збільшенні діаметра труби і швидкості продуктивність зростає і досягає 3100-5400 кг/год.

На рис. 6.18-6.21 зображено графічні залежності крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра від внутрішнього діаметра $D=0,06...0,1\text{ м}$, коефіцієнта заповнення $\psi = 0,3...0,7$ при лінійній швидкості $v=0,12...0,34\text{ м/с}$.

Зерна кукурудзи через значні розміри в меншій мірі попадають між поверхнею скребка і поверхнею труби ніж при транспортуванні висівки, які попадають в зазор між внутрішньою поверхнею труби і зовнішньою поверхнею скребка, що досить гальмує процес транспортування, а при транспортуванні пшениці енерговитрати є найбільшими, оскільки еліпсоподібна форма зерна утворює так званий ефект заклинювання скребків, коли частина зерен попадає в зазор між скребком і трубою.

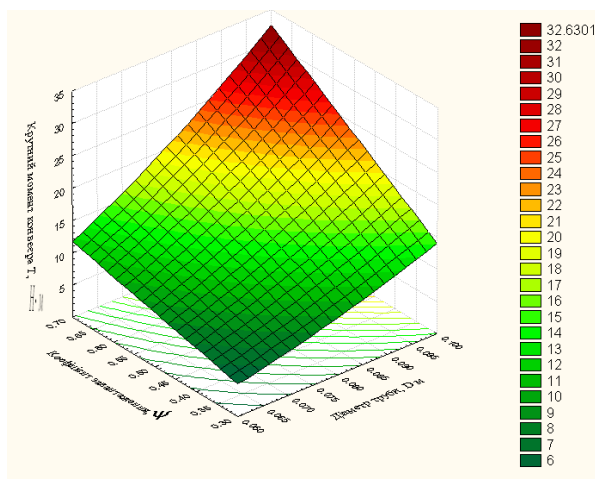


Рис. 6.18 Залежність крутного моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром $M_{\varphi, D}^{\text{Кукурудза}}$ від внутрішнього діаметра труби D і коефіцієнті заповнення ψ при лінійній швидкості $v=0,12...0,34\text{ м/с}$

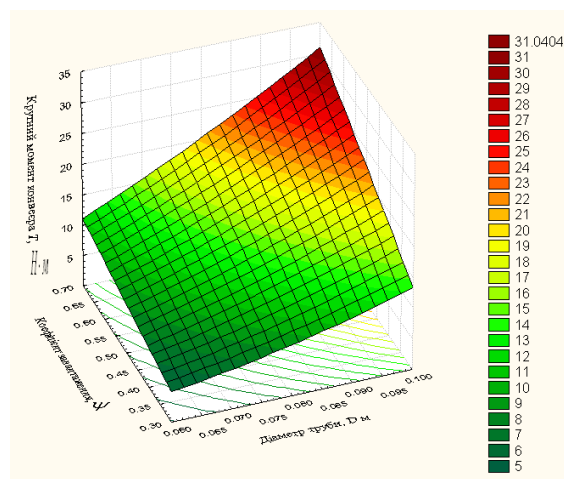


Рис. 6.19 Залежність моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром $M_{\psi, D}^{\text{Пшениця}}$ від внутрішнього діаметра труби D і коефіцієнті заповнення ψ при лінійній швидкості $v=0,12...0,34\text{ м/с}$

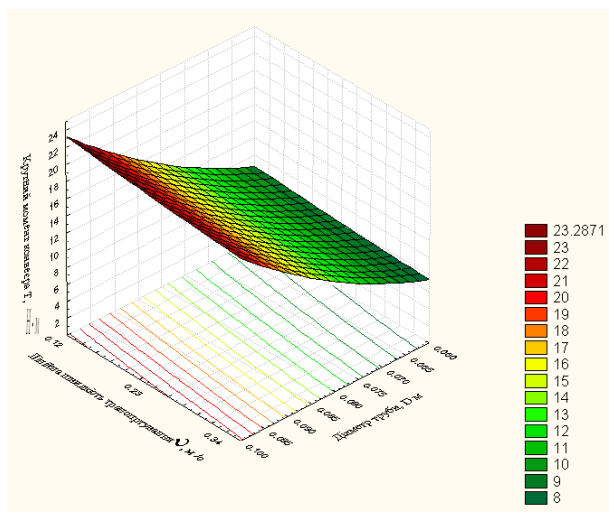


Рис. 6.20. Залежність крутного моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром $M_{\nu,D}^{\text{горох}}$ від внутрішнього діаметра труби D і лінійній швидкості ν при коефіцієнті заповнення $\psi=0,5$

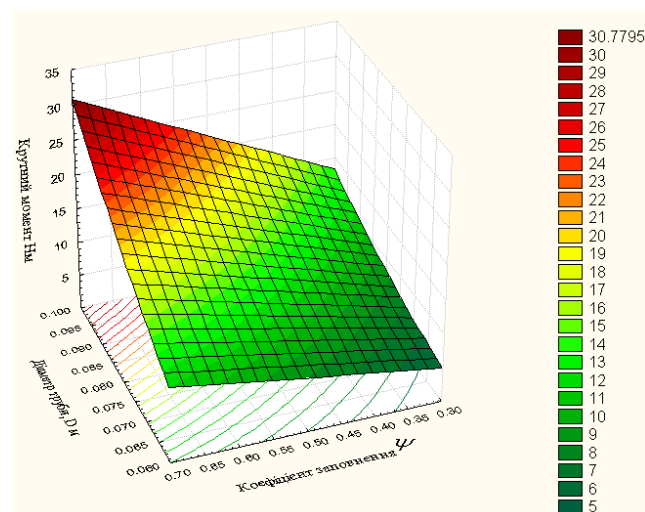


Рис. 6.21. Залежність моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром $M_{D,\psi}^{\text{комбікорн}}$ від внутрішнього діаметра труби D і коефіцієнті заповнення ψ при лінійній швидкості $\nu=0,12\dots0,34$ м/с

З рисунків 6.18-6.21 видно, що із збільшенням внутрішнього діаметра труби $D=0,1\text{ м}$ і при лінійній швидкості $\nu=0,34\text{ м/с}$ і коефіцієнті заповнення $\psi=0,5$ крутний момент зменшується для транспортування сипучих матеріалів (кукурудза, горох, пшениця, висівки).

6.5.2 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу трубчастим скребковим конвеєром

Для визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу при його транспортуванні розробленим робочим органом гнучкого трубчастого скребкового конвеєра в мірну посудину, яка враховуючи розмірно геометричні параметри зерна вміщувала близько 100 зернин, перед переміщенням попередньо відбирали три проби зерна. Далі визначали кількість пошкоджених зернин і встановлювали відсоток пошкодженого зернового матеріалу перед

його транспортуванням. Зерна з вибитим зародком не враховувались, а приймали до уваги лише подрібнені зерна.

За різницею кількості пошкоджених зерен до і після транспортування визначали ступінь пошкодження зернового матеріалу в залежності від змінних конструктивно-кінематичних параметрів робочого органу гнучкого трубчастого скребкового конвеєра. Зменшення травмування зерна під час транспортування трубчастим конвеєрами є одним із основних завдань при проектуванні таких конструкцій.

Проби відбирання зернового матеріалу та визначення ступеня його пошкодження зображено на рис.6.22.

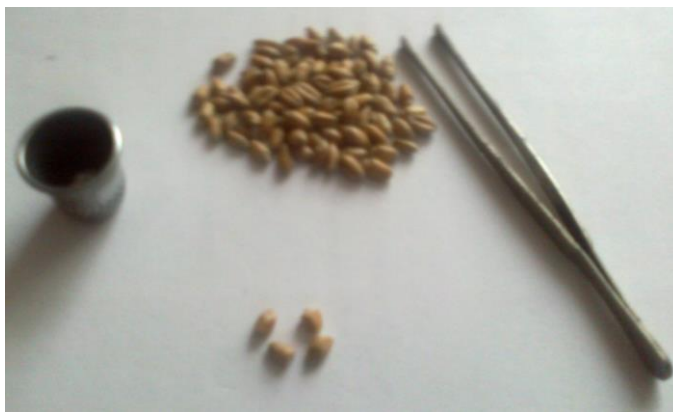


Рис. 6.22. Загальний вигляд процесу відбору проб зернового матеріалу.

Оцінка травмування зерна здійснюється згідно методики представленої в ГОСТ Р52758-2007 “Погрузчики и транспортеры сельскохозяйственного назначения. Методы испытаний”.

Для одержання порівняльного показника травмування матеріалу проведено перерахунок маси пошкодженого зерна до маси проби за формулою:

$$T_{зм} = \frac{m_1 - m_2}{m_n} \cdot 100, \quad (6.23)$$

де m_1 - маса травмованого зерна після переміщення конвеєром, кг;

m_2 - маса травмованого зерна до транспортування, кг;

m_n - маса проби, кг.

До травмованих відносили зерна, що мали наступні пошкодження: роздроблений зародок, пошкоджений зародок, пошкоджена оболонка зерна, пошкоджений ендосперм, пошкоджена оболонка ендосперму, побите зерно, механічно стиснуте зерно.

Отримані значення коефіцієнтів рівняння регресії зведено у табл. 6.9 [219].

Загальний вигляд рівняння регресії величини травмування зерна під час транспортування трубчастим конвеєром залежно від діаметра труби D , коефіцієнта завантаження конвеєра φ та швидкості руху каната ν , тобто $T_{см(x_1, x_2, x_3)} = f(D, \varphi, \nu)$ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодovаних величинах дорівнює:

- для транспортування гороху

$$T_{см(x_1, x_2, x_3)} = 0,35 - 0,027x_1 - 0,025x_2 + 0,097x_3 + 0x_1x_2 - 0,0025x_1x_3 + 0x_2x_3 - 0,004x_1^2 + 0,006x_2^2 - 0,004x_3^2; \quad (6.24)$$

- для транспортування кукурудзи

$$T_{см(x_1, x_2, x_3)} = 0,315 - 0,024x_1 - 0,023x_2 + 0,087x_3 + 0x_1x_2 - 0,00225x_1x_3 + 0x_2x_3 - 0,0036x_1^2 + 0,0054x_2^2 - 0,0036x_3^2; \quad (6.25)$$

- для транспортування пшениці

$$T_{см(x_1, x_2, x_3)} = 0,28 - 0,022x_1 - 0,02x_2 + 0,078x_3 + 0x_1x_2 - 0,002x_1x_3 + 0x_2x_3 - 0,0032x_1^2 + 0,0048x_2^2 - 0,0032x_3^2, \quad (6.26)$$

де x_1 - кодоване значення діаметра труби; x_2 - кодоване значення коефіцієнта завантаження конвеєра; x_3 - кодоване значення швидкості руху каната.

Таблиця 6.9. 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}
горох	0,35	-0,027	-0,0025	0,097	0	-0,0025	0	-0,004	0,006	-0,004
кукурудза	0,315	-0,024	-0,0023	0,087	0	-0,00225	0	-0,0036	0,0054	- 0,0036
пшениця	0,28	-0,022	-0,002	0,078	0	-0,002	0	-0,0032	0,0048	- 0,0032

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (6.27-6.29) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [110]. У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (6.27-6.29) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для транспортування гороху

$$T_{cm(D,\phi,v)} = 0,252 + 0,511D - 0,275\phi + 1,125v - 1,136Dv - 10D^2 + 0,15\phi^2 - 0,33v^2; \quad (6.27)$$

- для транспортування кукурудзи

$$T_{cm(D,\phi,v)} = 0,228 + 0,475D - 0,25\phi + 1,01v - 1,023Dv - 9D^2 + 0,135\phi^2 - 0,297v^2; \quad (6.28)$$

- для транспортування пшениці

$$T_{cm(D,\phi,v)} = 0,203 + 0,389D - 0,22\phi + 0,903v - 0,909Dv - 8D^2 + 0,12\phi^2 - 0,264v^2. \quad (6.29)$$

Отримані рівняння регресії (6.27-6.29) можуть бути використані для визначення величини травмування зерна T_{cm} під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром залежно діаметра труби D , коефіцієнта завантаження конвеєра ϕ та швидкості руху каната v при транспортуванні

гороху, кукурудзи, пшениці у таких межах зміни вхідних факторів: $0,06 \leq D \leq 0,1$ (м); $0,3 \leq \varphi \leq 0,7$; $0,12 \leq v \leq 0,34$ (м/с).

За допомогою прикладної програми побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів величини травмування зерна T_{cm} як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$ (рис. 6.23- 6.26).

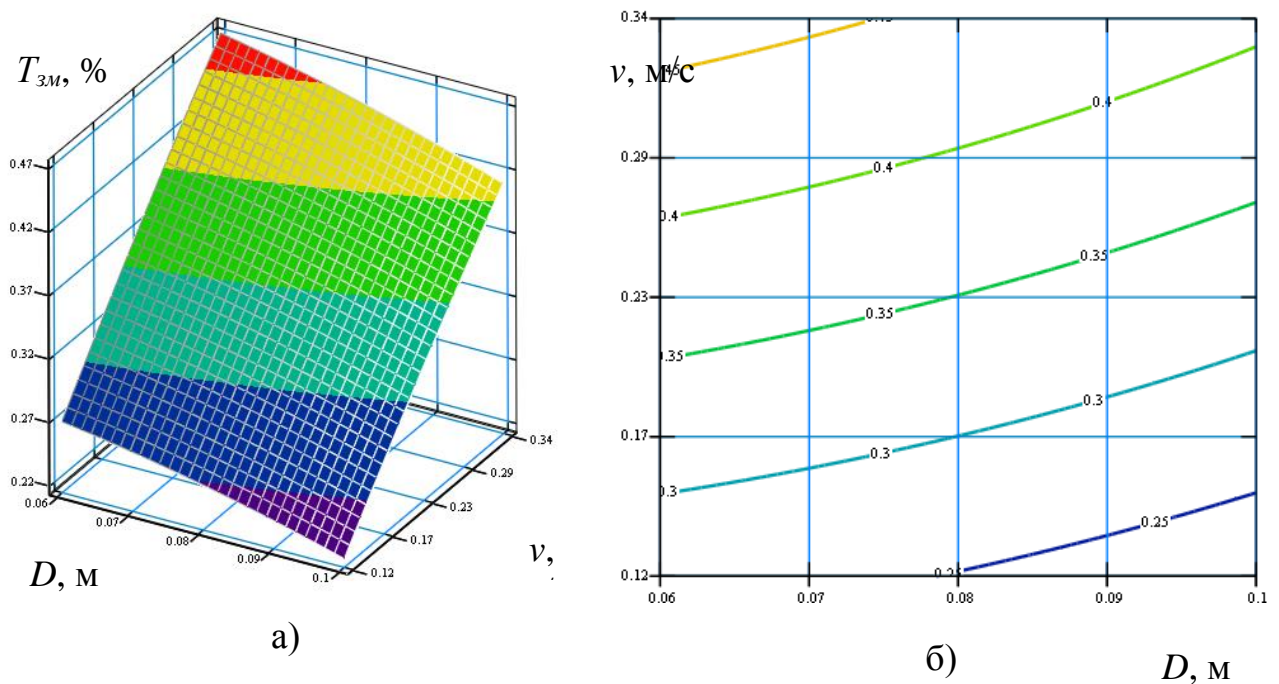


Рис. 6.23 Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху $T_{cm(D,v)}$ від діаметра труби та швидкості руху каната ($\varphi = 0,5$)

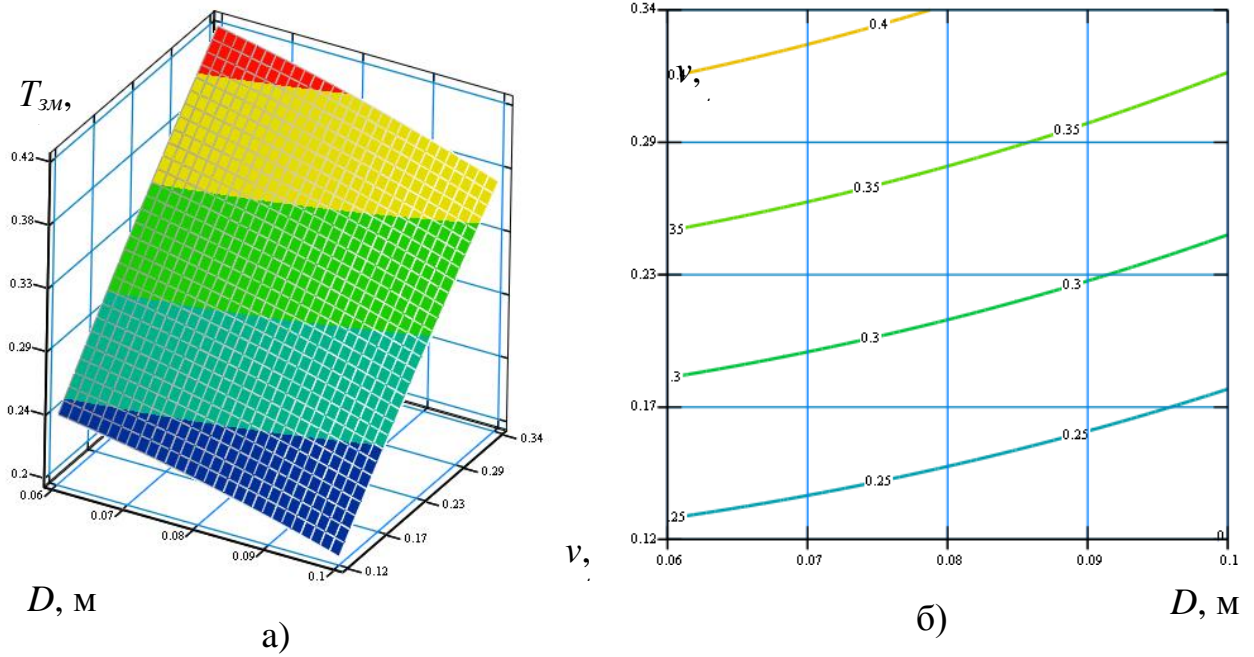


Рис 6.24. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна кукурудзи $T_{см(D,v)}$ від діаметра труби та швидкості руху каната ($\varphi = 0,5$)

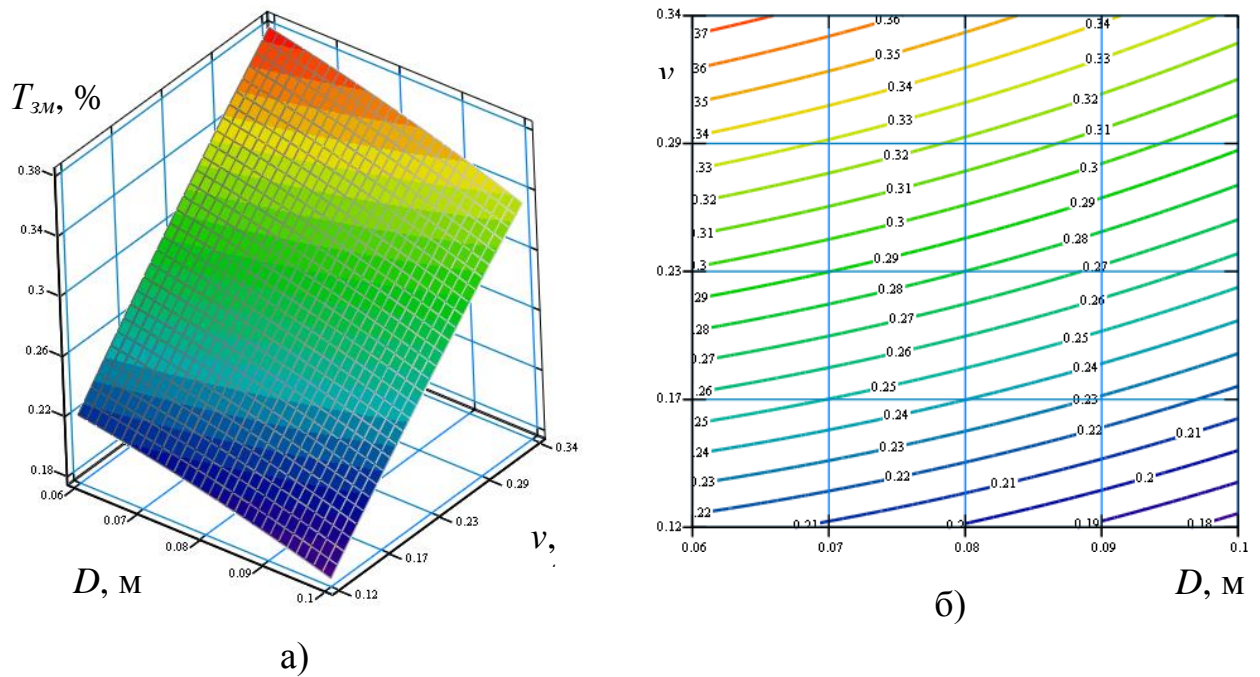


Рис. 6.25. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна пшениці $T_{см(D,v)}$ від діаметра труби та швидкості руху каната ($\varphi = 0,5$)

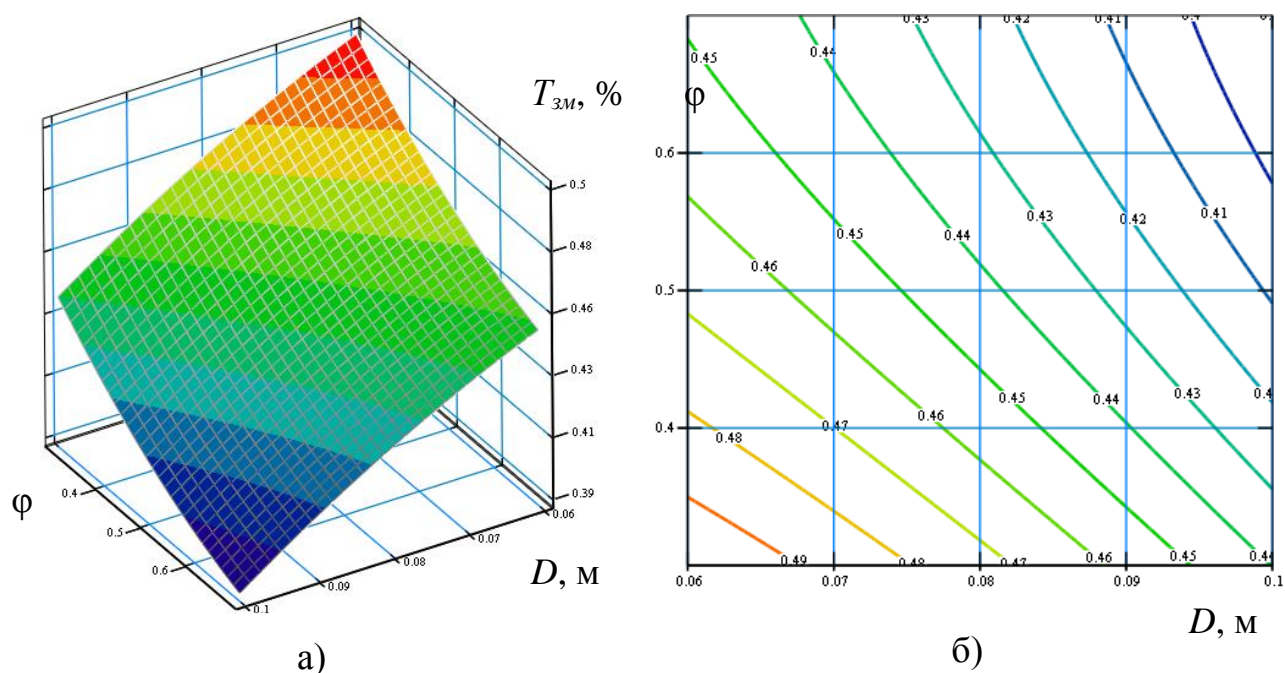


Рис. 6.26 Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху $T_{cm(D,v)}$ від діаметра труби та коефіцієнта завантаження конвеєра ($v=0,34\text{м/с}$)

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення величини травмування зерна є фактор $x_3(v)$, швидкість руху. Збільшення величин факторів $x_1 (D)$ та $x_2 (\phi)$ призводить до зменшення величини травмування зерна. Тому раціональним значенням швидкостями є швидкість в межах $0,12 \leq v \leq 0,34$ (м/с).

6.6 Результати експериментальних досліджень формоутворення гвинтових гофрованих елементів сільськогосподарських машин

Для формування ГГЗ запропоновано технологію з проведення експериментальних, статичних і динамічних досліджень та вимірювань технологічних, силових і конструктивних параметрів для гвинтових конвеєрів, а також випробування робочих органів у лабораторних та

виробничих умовах з метою забезпечення необхідних показників точності, надійності та їх технічної експлуатації.

Експериментальні дослідження процесів ГГЗ проводилися із застосуванням внутрішніх діаметрів 25-80 мм з заготовки товщиною 0,5-3 мм, які встановили з закономірності та особливості процесів формоутворення гвинтових ГЗ. В процесі використовували заготовки з матеріалів: сталь 08 кп ($\sigma_{TO}=276$ МПа, $P=483$ МПа), Ст 3 ($\sigma_{TO}=368$ МПа, $P=526$ МПа), алюмінієві сплави [61, 63, 105, 208, 224, 357].

Результати експериментальних досліджень моменту навивання заготовок з матеріалу Ст 3 товщиною 1-3 мм залежно від ширини заготовки на оправу діаметром 100 мм. зображено на рис. 6.27.

За допомогою динамометра визначали осьову силу притискання за умови рівності моментів, створених силами згинання P та притискання Q . Встановивши динамометром ДОС-05 в рамі вимірювального пристрою було визначено зусилля гвинтової заготовки на токарно-гвинторізному верстаті 16К20.

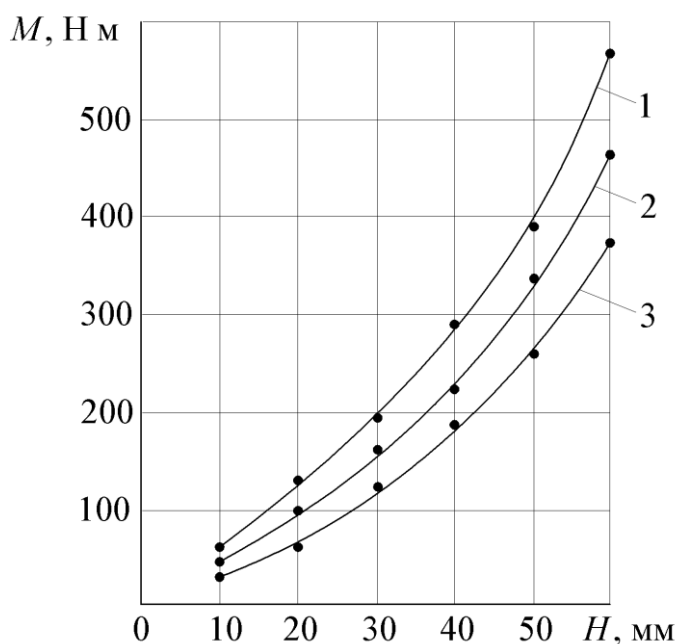


Рис. 6.27 Залежність величини моменту гофрованої заготовки від ширини

($r=100$ мм; $m=10$ мм; сталь 08кп): 1- $S=2,5$ мм; 2- $S=2$ мм; 3- $S=1,5$ мм

На рис. 6.28-6.30 наведено залежності зміни сили гофрованої заготовки від конструктивних параметрів і обладнання.

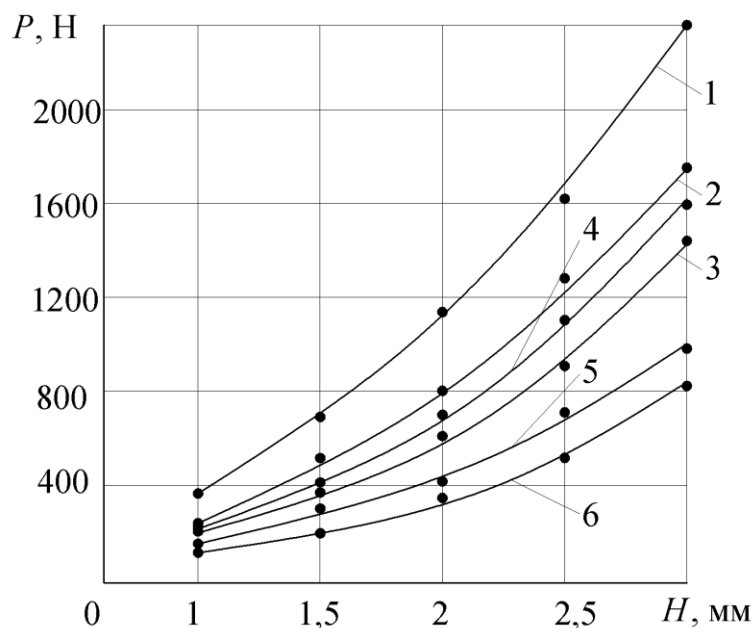


Рис. 6.28. Залежність сили гофрованої заготовки від товщини ($r=100\text{мм}$; $R=200\text{мм}$): сталь 08кп – 1) $m=10\text{мм}$; 2) $m=15\text{мм}$; 3) $m=20\text{мм}$; алюміній Д16М – 4) $m=10\text{мм}$; 5) $m=15\text{мм}$; 6) $m=20\text{мм}$

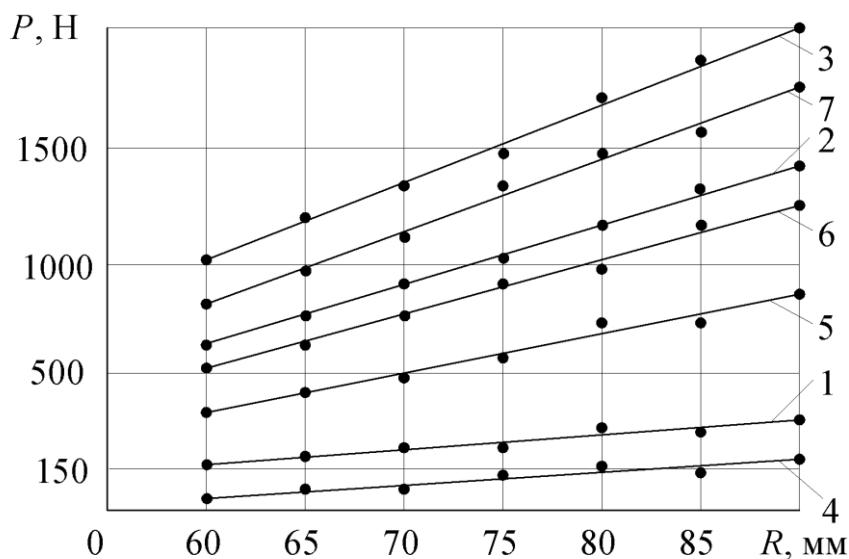


Рис. 6.29. Залежність сили ГГЗ від зовнішнього радіуса спіралі ($r=100\text{ мм}$; $m=20\text{мм}$): сталь 08кп – 1) $H=1,5\text{ мм}$; 2) $H=2,5\text{ мм}$; 3) $H=3\text{ мм}$; алюміній Д16М – 4) $H=1,5\text{ мм}$; 5) $H=2\text{ мм}$; 6) $H=2,5\text{ мм}$; 7) $H=3\text{ мм}$

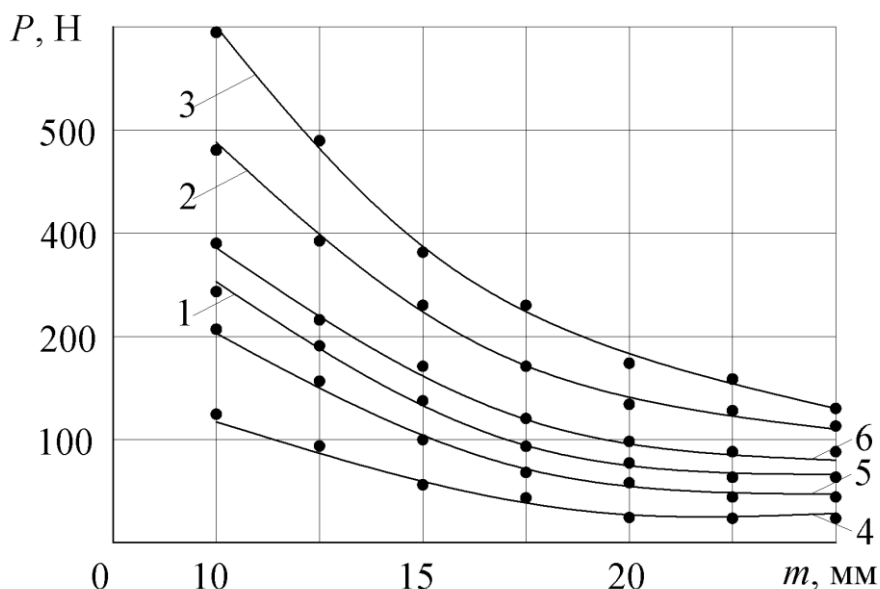


Рис. 6.30 Залежність сили гофрованої заготовки від висоти гофри ($r=100\text{мм}$; $H=2\text{мм}$): сталь 08кп – 1) $R=160\text{мм}$; 2) $R=180\text{мм}$; 3) $R=200\text{мм}$; алюміній Д16М – 4) $R=180\text{мм}$; 5) $R=80\text{мм}$; 6) $R=90\text{мм}$

З графіків (рис. 6.27-6.30) видно, що із збільшенням ширини заготовки в межах 10-60 мм момент зростає в межах 57-586 Нм. Зусилля навивання із збільшенням товщини і ширини збільшується збільшується, а із збільшенням висоти гофр зменшується.

Для забезпечення підвищення продуктивності праці, зменшення матеріало- і енергомісткості, розширення номенклатури механізмів для сільськогосподарських машин, необхідним є впровадження запропонованих нових раціональних технологічних процесів формоутворення гофрованих заготовок.

Технологічний процес формоутворення гвинтової заготовки обкатуванням парами ортогональних і неортогональних зубчастих формувальних інструментів на універсальному обкатаному верстаті 5A725 представлено на (рис. 6.31).

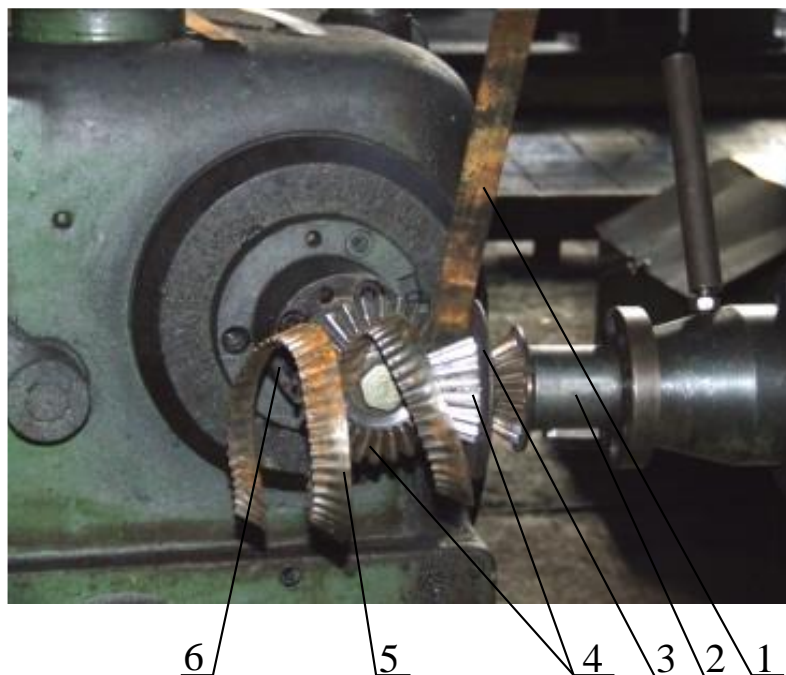


Рис. 6.31. Процес формоутворення гофрованих заготовок парою ортогональних формувальних інструментів ($\alpha = 90^\circ$) на обкатному верстаті:

1-заготовка; 2-ведучий шпиндель; 3-упорне кільце; 4-пара конічних зубчастих коліс; 5-гвинтова гофрована спіраль; 6-ведений шпиндель

Послідовність технологічного процесу полягає в наступному: заготовку 1 подають між зубчасті формувальні інструменти 4, проводиться запуск приводу верстату і здійснюють процес обкатування. Внаслідок проведеного процесу заготовка одночасно гофрується й скручується в спіраль.

Для успішного проведення експериментальних досліджень технологічного процесу при навиванні гофрованої спіралі використовували заготовку товщиною 0,5-3 мм, шириною 10-80 мм із сталей ст 3, 08 кп, алюмінієвих і мідних сплавів парами ортогональних і неортогональних конічних зубчастих формувальних інструментів з кутами їх взаємного розміщення 35, 60 і 90°.

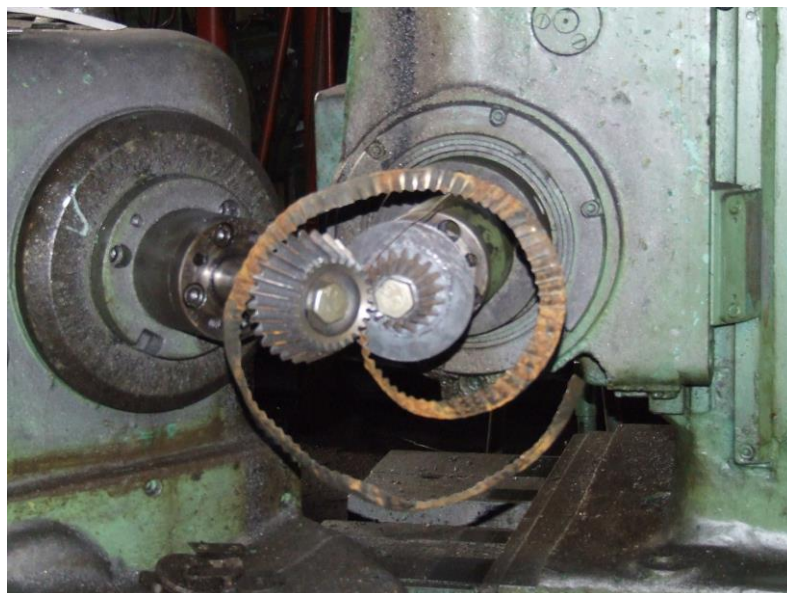


Рис. 6.32 Процес формоутворення ГГЗ парою неортогональних формувальних інструментів ($\alpha=35^\circ$) на обкатному верстаті



Рис. 6.33 Процес формоутворення ГГЗ парою ортогональних формувальних інструментів ($\alpha=90^\circ$) на обкатному верстаті

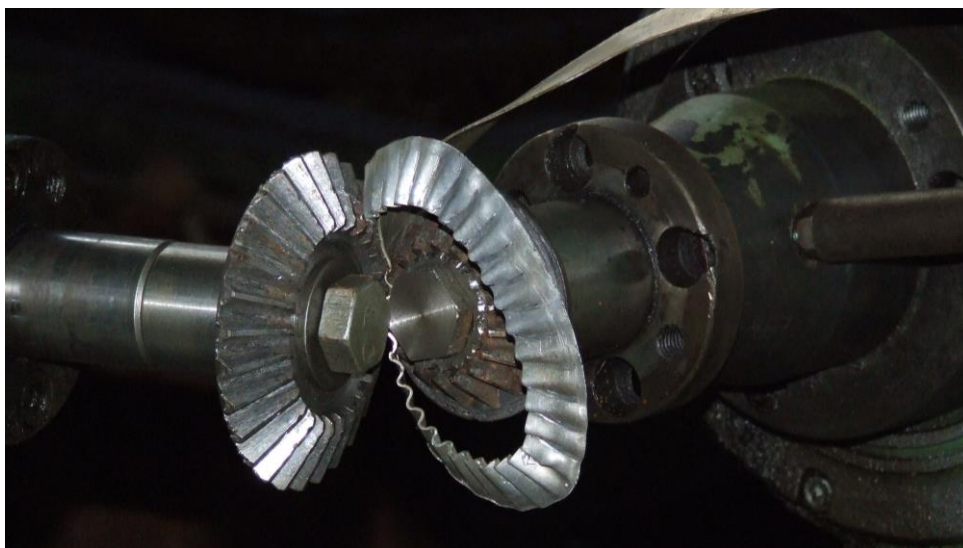


Рис. 6.34. Технологічний процес формоутворення ГГЗ парою неортогональних формувальних інструментів ($\alpha=60^\circ$) на обкатному верстаті

За даними експериментальних досліджень визначено, що привідне зубчасте формувальне колесо необхідно виготовляти з упорним кільцем шириною 10-20 мм для компенсації осьової сили, що виштовхує заготовку з зони формоутворення, при цьому вибрано швидкість навивання в межах 15-40 м/хв..

Для створення сприятливих умов гнуття для зменшення поперечної та поздовжньої стійкості заготовки в зоні утворення гофри потрібно враховувати можливість формоутворення гофрованої спіралі з відносною висотою 10-20 і більше. Дана можливість сприяє зменшуванню ступені видовження зовнішнього ребра внаслідок значного зменшення радіальних напружень у зоні пластичної деформації і відповідно збільшується товщина гвинтової спіралі по зовнішньому діаметру. Дана технологія забезпечує підвищення надійності та довговічності заготовок, які забезпечують розширення технологічних можливостей обкатних верстатів.

6.7. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів

Для досягання необхідної продуктивності і якості виконання заданого технологічного процесу гвинтовими транспортно-технологічними механізмами не завжди досягається. Тому, необхідно розробляти й використати в їх конструкціях ефективні гвинтові робочі органи для забезпечення високої продуктивності та якості виконання технологічних процесів гвинтовими транспортно-технологічними механізмами.

Вдосконалення конструкції ГГК і їх гвинтових робочих органів (ГРО) та встановлення раціональних параметрів їх роботи при дослідженні дозволило досягнути високої продуктивності транспортування сипких вантажів гнучкими гвинтовими конвеєрами (ГГК) причому використовувались спеціальні стенди, прилади та інструменти для заміру конструктивних, кінематичних, силових і технологічних параметрів[204, 265].

Використанні дослідні стенди, виконання їх вигляді ГГК з вивантажувальною магістраллю (рис. 6.35.а) були необхідними для проведення досліджень продуктивності транспортування сипких вантажів ГГК (рис. 6.35.б)[60].

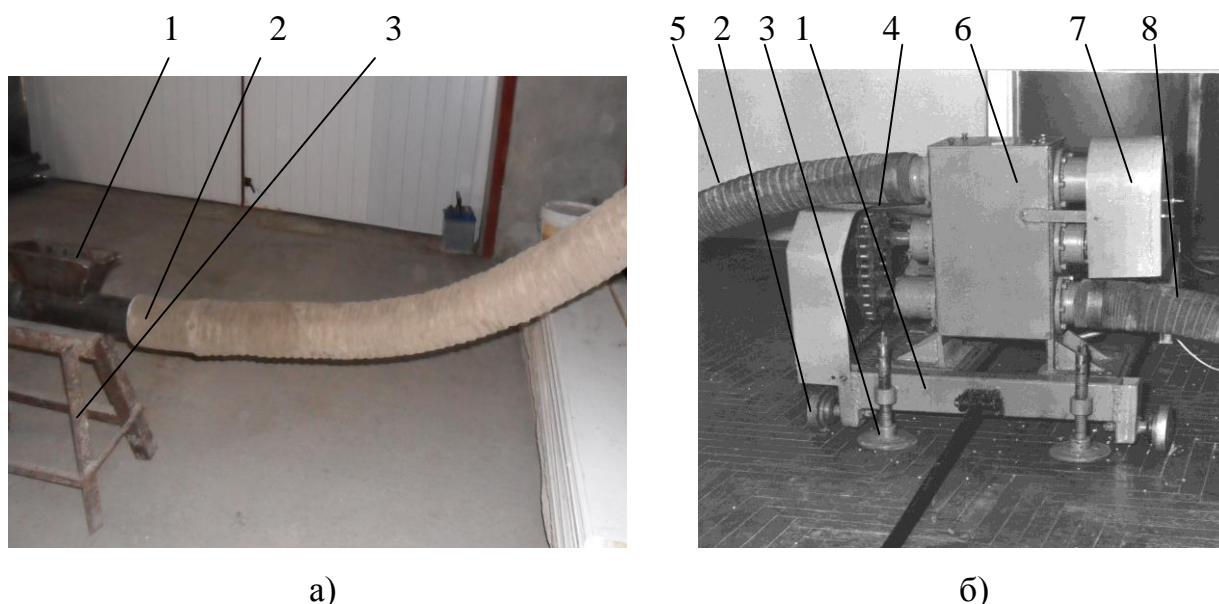


Рис. 6.35. Стенди для дослідження процесів транспортування сипких матеріалів гнучкими ГГК: а) з вивантажувальною магістраллю; б) з завантажувальною і вивантажувальною магістралями та пересипним корпусом

Ряд графічних залежностей побудовано на основі результатів обробки даних проведених експериментальних досліджень. Вплив зміни продуктивності ГГК з внутрішнім діаметром кожуха $D_k = 0,125$ м від частоти обертання ГРО представлено на рис. 6.36., 6.37. з впливає залежність продуктивності від пропорційного зростання кількості обертів і є більшою для ГГК з гофрованими ГРО.

Залежності величини обертового моменту від зміни радіуса кривини магістралі R для гофрованих і секційних ГРО з внутрішнім діаметром кожуха $D_k = 0,125$ м при частоті обертання $n = 454,4$ об/хв. представленні на рис. 6.38., на основі яких, що обертовий момент збільшується при зменшенні радіусу кривини магістралі для ГГК з гофрованими (у меншій мірі) і секційними (у більшій мірі) ГРО.

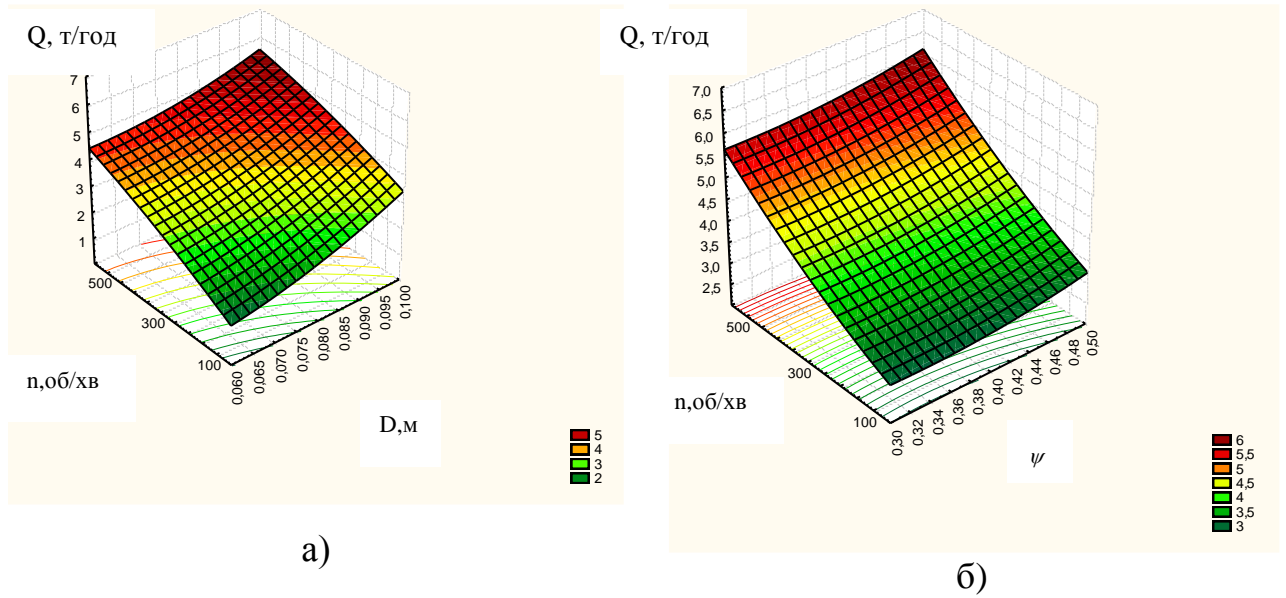


Рис. 6.36 Влияние на продуктивность ГГК частоты оборотания при $D_k = 0,125$ м для:
а – ячмінь (секційний ГРО); б – ячменю (гофрований ГРО)

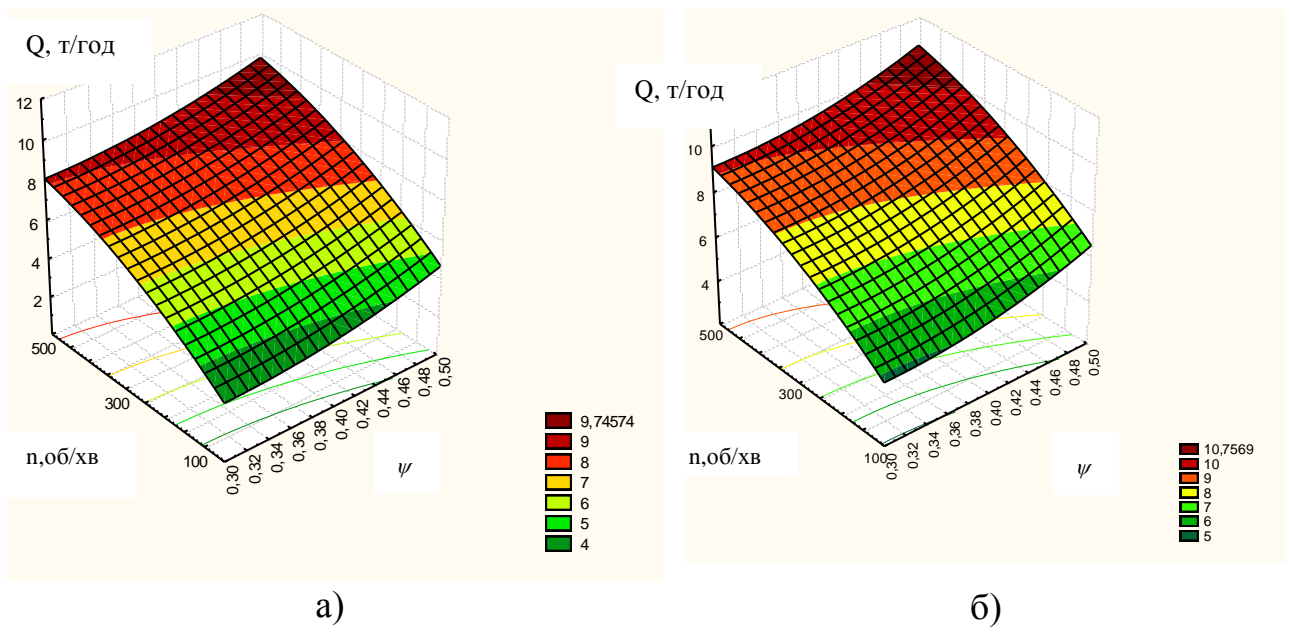


Рис. 6.37 Влияние на продуктивность ГГК частоты оборотания при $D_k = 0,125$ м для:
а – технічна сіль (секційний ГРО); б – технічна сіль (гофрований ГРО);

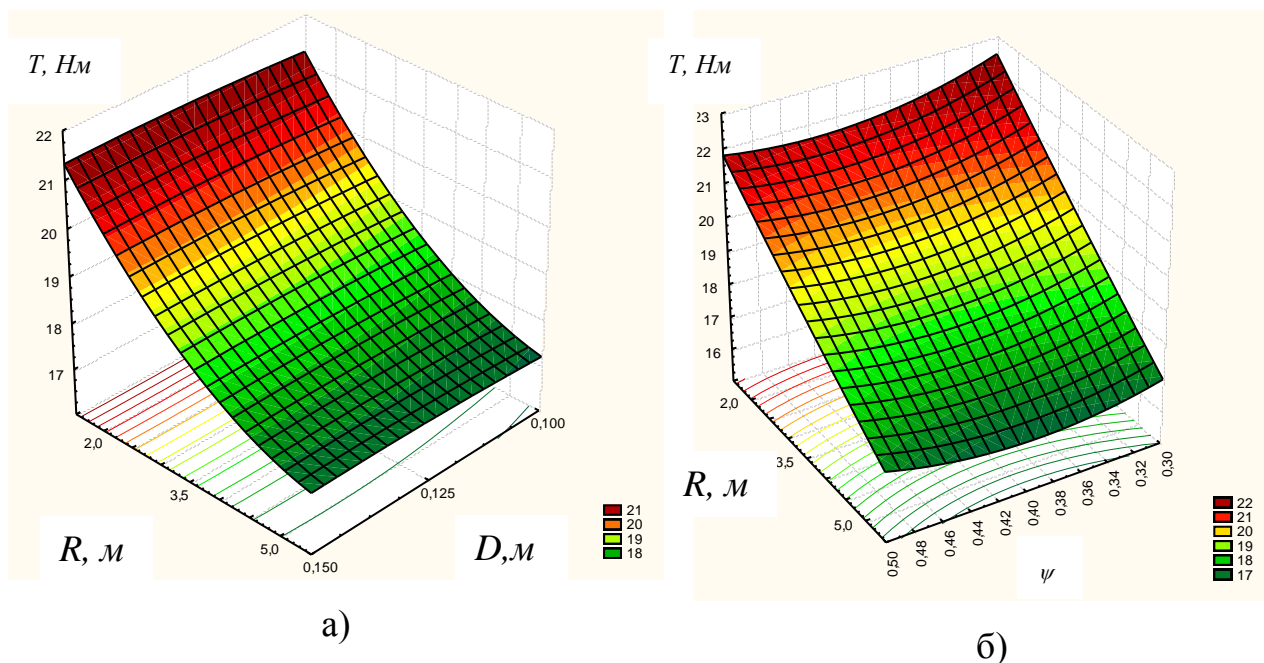


Рис. 6.38. Вплив на величину обертового моменту ГГК радіуса кривини магістралі при $D_k = 0,125$ м та $n = 454,4$ об/хв. для: а – технічної солі (гофрований ГРО); б) - технічної солі (секційний ГРО)

Залежності обертового моменту від зміни частоти обертання ГРО (пряма траса) представлено на рис. 6.39., де видно, що при збільшенні частоти обертання ГРО обертовий момент зменшується. Дані експериментальні дослідження призвели до висновку, що при проектуванні ГГК швидкість обертання ГРО необхідно призначати більшою 400 об/хв., яка є необхідною для зменшення тертя ГРО по кожуху, де відбувається його центрування по осі обертання.

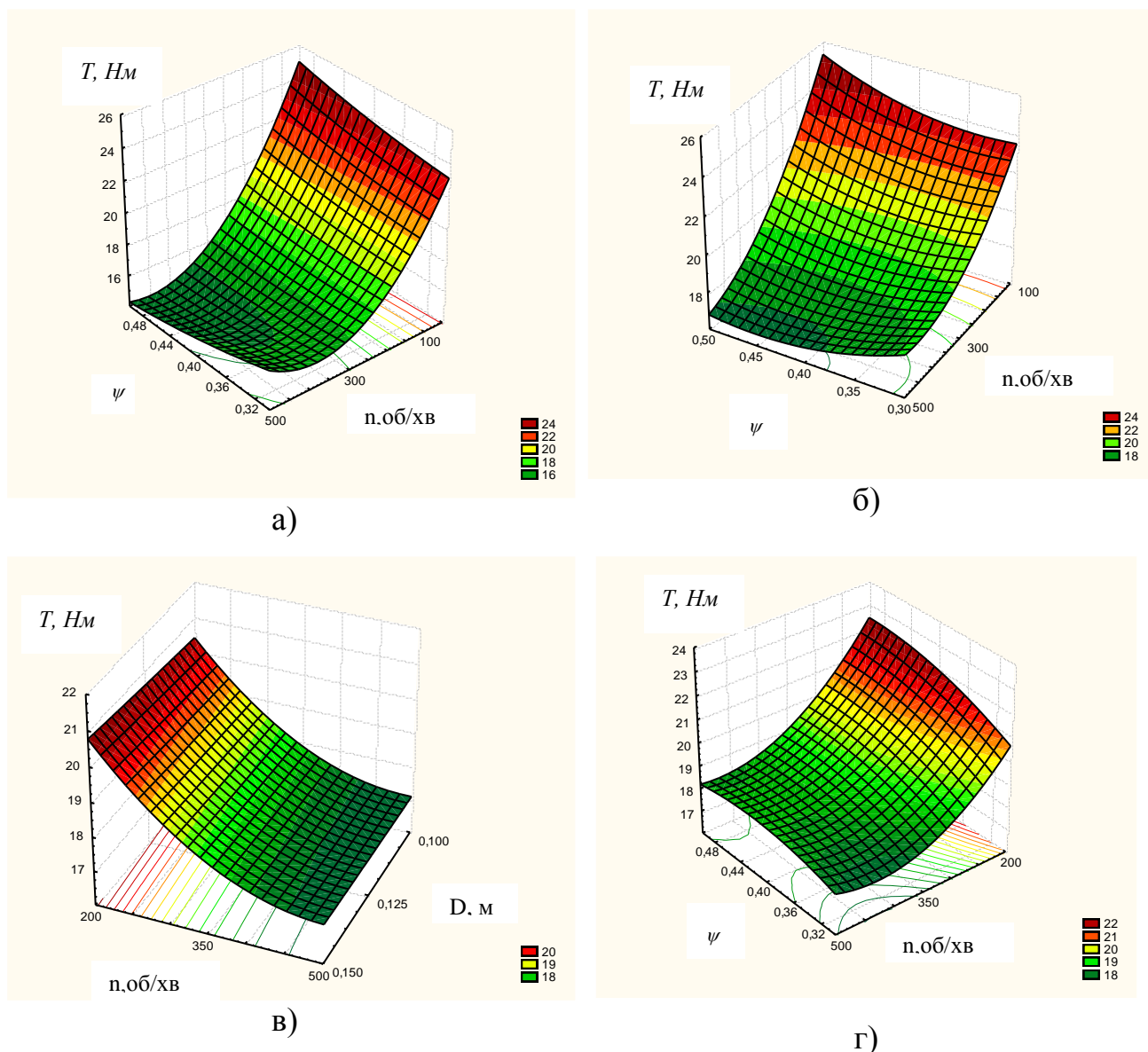


Рис. 6. 39. Вплив частоти обертання ГРО на величину обертового моменту гвинтового конвеєра ГК при $D_k = 0,125$ м а- технічна сіль (секційний ГРО); б- технічна сіль (гофрований ГРО); в - ячмінь (гофрований ГРО); г- ячмінь(секційний ГРО)

Зроблена оцінка якості змішування компонентів суміші за вмістом ключового компонента, зроблено умовний поділ суміші на два компоненти: ключовий і умовні [60, 225]. Найбільш вживаним критерієм оцінювання якості суміші є коефіцієнт неоднорідності [225] %:

$$V_c = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2}, \quad (6.30)$$

де \bar{c} - середнє арифметичне значення концентрації головного компонента в усіх n пробах суміші, %; c_i - концентрація головного компонента в i -й пробі суміші, %.

Ефективність технологічного процесу змішування оцінюється за отриманими результатами [377] 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 $15,0\% < V_c$.

В основному використовувались різні типи ГТК (рис. 6.35), в яких застосовувалися спіральні ГРО (рис. 6.40), гофровані ГРО (рис. 6.41), та секційні ГРО (рис. 6.42), що було необхідним для визначення якості змішування сумішей. Ключовим компонентом для проведення досліджень було зерно вики, а умовним компонентом - зерно ячменю, які використовувались у співвідношенні 20% до 80%.



Рис. 6.40 Спіральні ГРО



Рис. 6.41. Гофрований ГРО



а)



б)

Рис. 6.42 Секційні ГРО з: а) шарнірним з'єднанням; б) запобіжним з'єднанням

При виконанні різних частот обертання для виконання процесу змішування гнучким гвинтовим конвеєром – змішувачем рис. 6.43, 6.44, 6.45 (концентрація ключового матеріалу 20%; діаметр ГРО – 125 мм; довжина ГРО – 5 м; крок шнека - 120 мм; $K_z = 0,5$) визначенні залежності впливу на неоднорідність суміші для різних ГРО. У процесі змішування компонентів найвищою концентрацією є для спіральних ГРО (11,4...12,2%), а найменшою для гофрованого ГРО (9 ...9,4%), що дозволяє ефективно використовувати змішувач з гофрованим робочим органом. За даними [265, 379] ефективність змішування технологічного процесу усіх видів ГРО у ГГК оцінюють «задовільно».

Для даного конвеєра – змішувача коефіцієнт неоднорідності суміші визначається в залежності від довжини ГРО при частоті обертання ГРО $n = 426$ об/хв.

Проведені дослідження показали, що при зростанні довжини траси ГГК до 5 м якість суміші покращується, після чого неоднорідність суміші дещо зменшується.

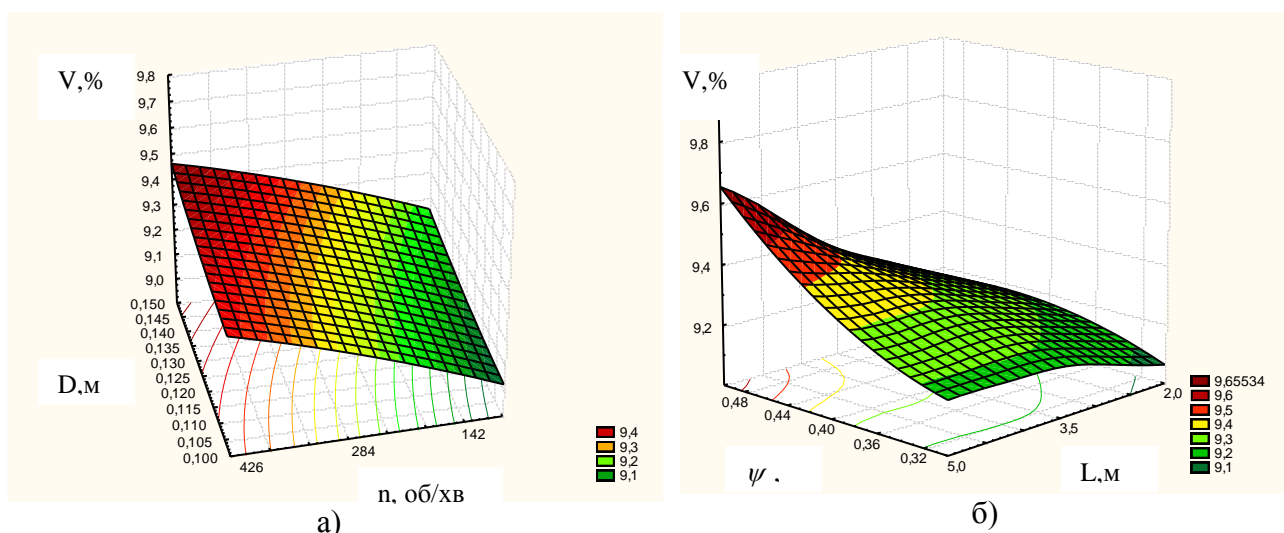


Рис. 6.43. Вплив на неоднорідність суміші для гофрованого: а)- частоти обертання ГРО; б)- довжини ГРО

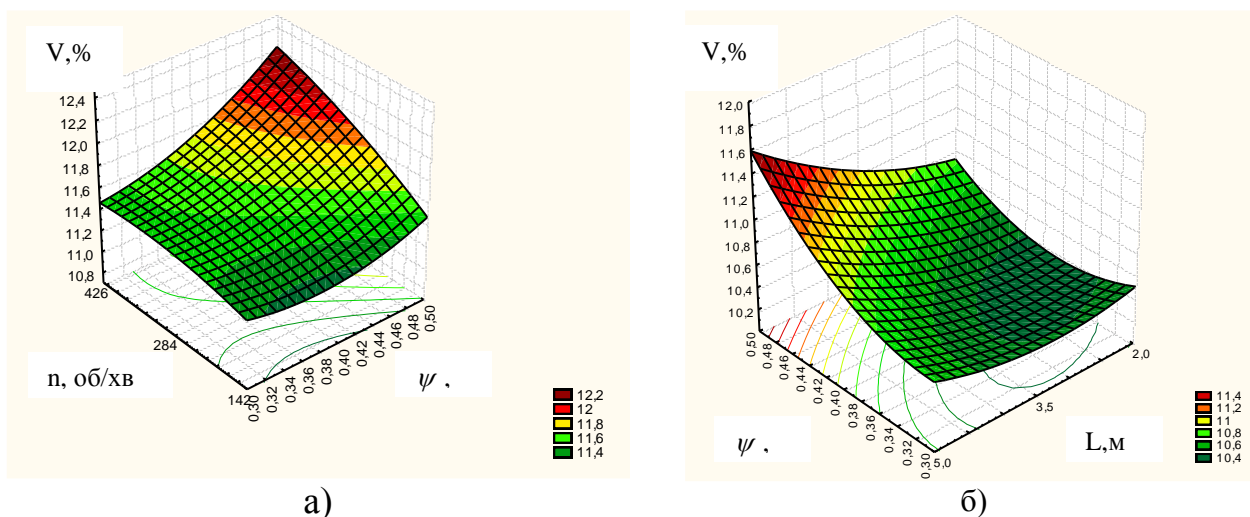


Рис. 6.44. Вплив на неоднорідність суміші для спірального: а)- частоти обертання ГРО; б)- довжини ГРО

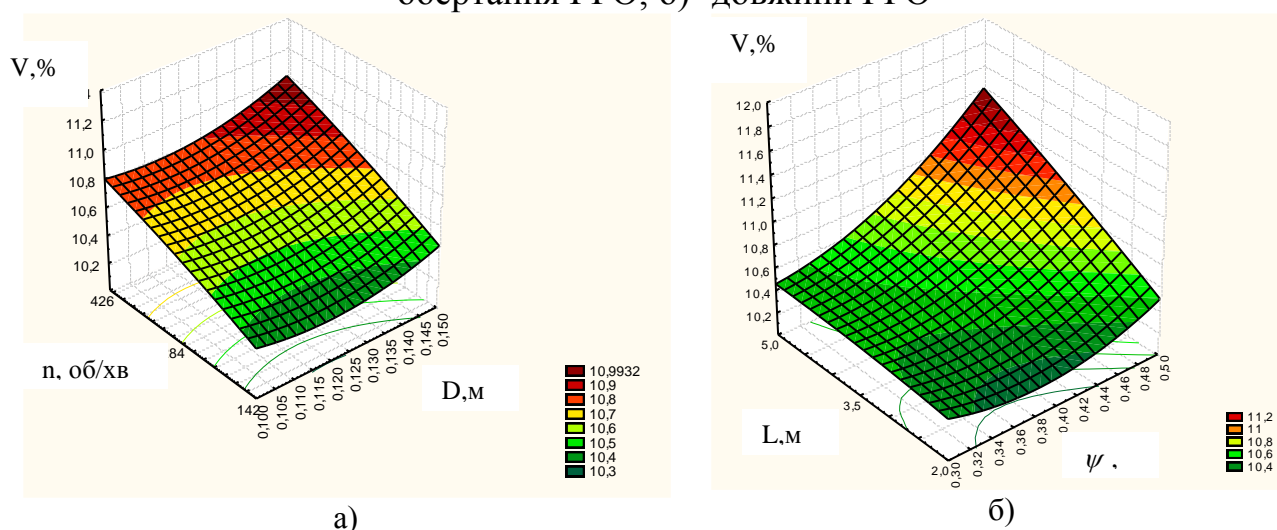


Рис. 6.45. Вплив на неоднорідність суміші для секційного: а)- частоти обертання ГРО; б)- довжини ГРО

6.8. Висновки

1. Приведена методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення продуктивності трубчастого скребкового конвеєра і крутного моменту, травмування насінного матеріалу від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та лінійної швидкості транспортування v м/с, тобто $Q=f(D, \psi, v)$, $T=f(D, \psi, v)$ та $T_{cm} = f(D, \psi, v)$.

2. Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ - 3³, яка передбачала визначення неоднорідності змішування для жорсткого гвинтового транспортера-змішувача від зміни коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання шнека n та величини зазору між валом та витком S , тобто $V_c=f(K_3, n, S)$.

3. Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень для визначення впливу конструктивних параметрів гофрованих гнучких ГРО на величину неоднорідності змішування яка передбачала визначення неоднорідності змішування проводилось від зміни трьох основних факторів гофрованої спіралі: висота гофри по середньому діаметрі H , частота обертання гофрованого елемента n та коефіцієнт завантаження K_3 , тобто $V_c=f(H, n, K_3)$. Для проведення досліджень виготовлено 5 пар зубчастих формувальних інструментів з кутами взаємодії - 35°; 60° і 90° для ГГЗ з зовнішніми діаметрами в межах 60-250 мм і внутрішніми діаметрами – 30-80 мм з сталей 08 кп і Ст 3, а також алюмінієвих і мідних сплавів.

4. Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень, для визначення впливу конструктивно-кінематичних параметрів машини на транспортування твердих органічних добрив і розкидання органічних добрив від зміни внесених на одиницю площі поля від зміни трьох основних факторів: від швидкості транспортера V_T ; швидкості руху МТА V_M ; висоти шару сапропелів на причепі H , тобто $Q=f(V_T, V_M, H)$.

5. Розроблено і виготовлено стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування матеріалів різними видами конвеєрів та якості змішування сумішей гофрованими ГРО за різного конструктивного виконаннях ГРО радіусах кривизни магістралей, деформаційно-силових характеристик секційних гнучких за допомогою автоматизованого режиму ПЧ серії ALTIVAR 71 та отриманням відповідних даних у ПК.

6 На основі проведеного комплексу експериментальних досліджень

виведено регресійні залежності для визначення моменту і продуктивності транспортування трубчастим скребковим конвеєром по криволінійних трасах для матеріалів горох, пшениця, кукурудза, висівки і визначенні коефіцієнти регресії рівняння продуктивності і крутного моменту транспортування. Встановлено, що суттєвий вплив на момент транспортування і продуктивність мають внутрішній діаметр труби, коефіцієнта заповнення і лінійна швидкість транспортування. Побудовані поверхні відгуку залежності продуктивності транспортування трубчастого скребкового конвеєра, з використанням програмного забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, і встановлено, що максимальна продуктивність для кукурудзи складає 3975 кг/год, що на 20-25% більше, ніж для пшениці.

7. На основі проведених досліджень встановлено, що мінімальну величину травмування насінневого матеріалу забезпечують трубчасті скребкові конвеєри, які в порівнянні з гвинтовими забезпечують зменшення коефіцієнту травмування у 2...3 рази, при цьому на процес травмування найбільше впливає перевищення швидкості руху конвеєра.

8. Проведені експериментальні дослідження формоутворення ГГЗ з довільним профілем гофр на оправу на токарному верстаті відповідно до розробленої програми підтвердили адекватність теоретичних розрахунків дійсним значенням технологічних параметрів. Порівняльний аналіз зусиль і моментів формоутворення отриманих експериментальним і розрахунковим шляхом показав достатню для практики точність розрахунків, похибка яких становила 15-25 % при виготовленні ГГЗ з стрічкових заготовок матеріал: сталі ст 3 і 0,8 кп, товщиною 0,5-3 мм, і шириною до 200 мм. Розроблено та реалізовано процеси виготовлення ГГЗ з заданим профілем, які розширюють технологічні можливості токарних і обкатних верстатів, збільшують коефіцієнт їх завантаження. Спроектовано та виготовлено 5 пар ортогональних і неортогональних зубчастих формоутворюючих інструментів із зовнішніми діаметрами в межах 100-350 мм, кількість зубів 17-28, кут нахилу зубів 30-60°, які забезпечили виготовлення ГГЗ з кутом

нахилу стрічки до осі спіралі в межах $30-60^\circ$, при калібруванні досягається кут 90° . Проведено дослідження впливу параметрів інструментів на конструктивні параметри ГГЗ.

9. Встановлено, що:

- продуктивність зростає прямо пропорційно із збільшенням кількості обертів і є більшою для ГГК з гофрованими ГРО в порівнянні із секційним ГРО;

- обертальний момент збільшується при зменшенні радіусу кривизни магістралі для ГГК з гофрованими (у меншій мірі) і секційними (у більшій мірі) ГРО, і ця залежність має гіперболічний характер;

- із збільшенням частоти обертання ГРО обертальний момент зменшується. Тому, при проектуванні ГГК 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;

- у технологічних процесах транспортування-змішування із застосуванням ГГК при використанні спіральних ГРО неоднорідність суміші є найвищою ($11,4...11,8\%$), при використанні секційних значно нижчою ($10,8...11,2\%$), а при використанні гофрованих ГРО є найменшою ($9,2...9,5\%$), що дозволяє їх ефективно використовувати у якості змішувачів в ГГК;

- якість змішування суміші покращується при зростанні довжини траси ГГК до 5 м, після чого неоднорідність суміші стабілізується.

10. На основі проведених досліджень було встановлено, що кут закручування для секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднанням (довжина ГРО $L = 2$ м) не перевищував 9° . Представлені залежності кута закручування секційних ГРО від часу експлуатації (діаметр витка – 100 мм; довжина секції – 120 мм; довжина ГРО – 2 м; навантаження на ГРО – 12 Нм; частота обертання – 426 об/хв при радіусі згину – $R_{зг} = \min$ та при прямому ГРО – $R_{зг} = 0$). Перед початком випробувань кут закручування для

досліджуваних секційних ГРО не перевищував $3,2^0$, і початковій стадії ресурсних випробувань (після 10 годин експлуатації) кут закручування для обох секційних ГРО різко зростав, що можна пояснити притиранням окремих елементів конструкцій шнеків, а далі спостерігалось уповільнення його росту і стабілізація.

РОЗДІЛ VII. ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

7.1 Нові типи скребкових гнучких канатних конвеєрів і методика їх розрахунку

Технологічні процеси виробництва в агропромисловому комплексі і других виробництвах нерозривно пов'язані з переміщенням великої кількості вантажів. В окремих виробництвах на одну тону готової продукції витрачають десятки тон сировини, що транспортується транспортно-технологічними системами. Тому в забезпеченні транспортних потоків і комплексної механізації праці на підприємствах з переміщенням сипких матеріалів агропромислового комплексу провідну роль відіграють транспортно-технологічні системи і в тому числі гнучкі канатні і ланцюгові конвеєри, як єдиний можливий транспорт для транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах з забезпеченням екологічно чистих умов праці.

Трубчасті конвеєри - це різновид скребкових конвеєрів. Вантаж переміщується безперервним потоком у трубі круглого перерізу. Особливість цього конвеєра в тому, що він одно ланцюговий, а скребки виконані круглого перерізу займають увесь простір перерізу труби. Тяговим органом в трубчастих конвеєрах використовують калібровані круглоланкові ланцюги, в конвеєрах з просторовою трасою - розбірні пластинчасті втулкові ланцюги, а в окремих випадках - сталеві канати.

Гнучкий канатний конвеєр зображено на рис. 7.1, який виконано у вигляді U-подібної труби 1 круглого поперечного січення, в яку встановлено гнучкий канат 2, по довжині якого рівномірно з заданим кроком встановлено круглі подаючі диски 3, які з двох сторін жорстко підтиснуті і закріплені до каната кріпильними втулками 4, за допомогою болтів 5. На вході в U- подібну трубу, в площині руху гнучкого каната 2, жорстко встановлена спеціальна приводна зірочка 6, з можливістю кругового повертання, яка виконана у

вигляді диска в якому рівномірно по колу виконані U-подібні пази 7, які є у періодичній взаємодії з круглими подаючими дисками 3.

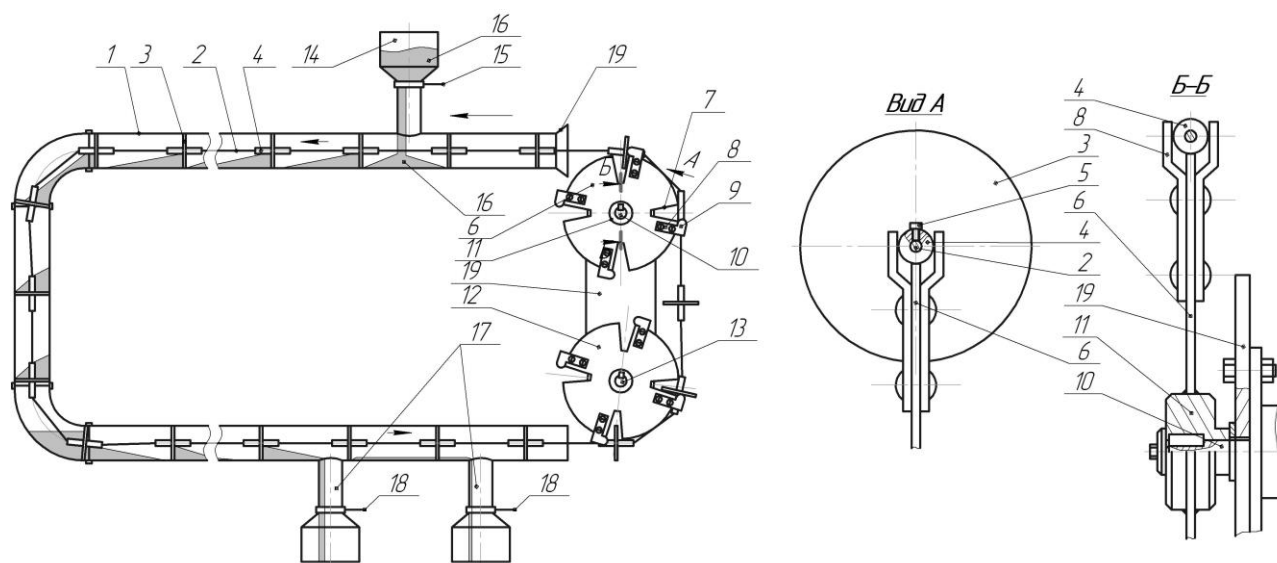


Рис.7.1 Гнучкий канатний конвеєр[282]

Паралельно до U- подібних пазів 6, поряд з ними, з двох сторін круглих подаючих дисків жорстко встановлені Г-подібні штовхачі 8, вертикальні полицки яких є паралельні до країв U-подібних пазів, в яких верхні горизонтальні полицки 9 штовхачів є у взаємодії з круглими подаючими дисками 3 з тильної сторони. Спеціальна привідна зірочка 6 жорстко встановлена на привідному валу 10 редуктора (на кресленні не показано) з маточиною 11, який встановлено перпендикулярно до площини встановлення гнучкого канатного ланцюга 2.

Знизу траси U-подібної труби встановлені вивантажувальні патрубки 17 з шиберами 18 для вивантаження сипкого матеріалу в певних дозах згідно технічних вимог. Привідний вал 10 з редуктором в і направляючою зірочкою 12 встановлені на плиту механізму натягу робочого органу відомої конструкції. U-подібна труба 1 встановлена на раму і жорстко кріпиться до неї (на кресленні не показано).

Розроблено також конструкцію гнучкого ланцюгового конвеєра тяговим органом якого є ланцюг, який зображено на рис 7.2.

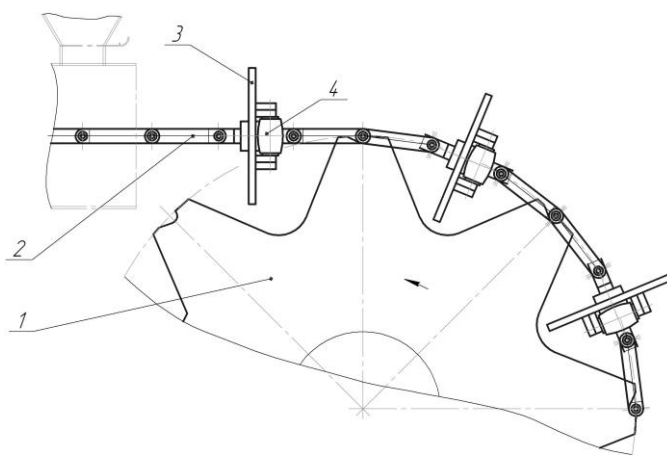


Рис. 7.2. Гнучкий ланцюговий конвеєр для транспортування сипких матеріалів [281].

Робота даного конвеєра здійснюється аналогічно роботі гнучкого канатного конвеєра. Відмінність даної конструкції ланцюгового конвеєра полягає у приводі, який оснащений спеціальною приводною зіркою 1, що розміщена в площині руху робочого органу і є у взаємодії з ланками ланцюга 2, з дисками 3 робочого органу, який виконано у вигляді приводних роликів з прямокутними отворами, які утворені двома боковими з'єднувальними пластинами, які жорстко встановлені на менших бокових діаметрах приводних роликів з можливістю кругового провертання. По зовнішньому діаметру зубів спеціальної приводної зірки посередині їх виступів виконані виїмки 5 з виступами для зачеплення. З неробочої сторони ланцюгового робочого органу з круглими дисками, які рівномірно по колу встановлені три опорні еластичні ролики 4 з можливістю кругового провертання, зовнішній профіль яких виконано у вигляді радіуса рівного внутрішньому радіусу U-подібної труби і є з нею у взаємодії. Крім того зовнішній діаметр розміщення опорних еластичних роликів є більший зовнішнього діаметра дисків.

Ланцюги обмежують швидкість (до 1 м/с), але можуть збільшити довжину транспортування при великій продуктивності, оскільки мають більшу міцність. Основними перевагами гнучких ланцюгових і канатних конвеєрів є : можливість переміщення гарячих, миловидних, шматкових вантажів за великих

кутів нахилу траси і навіть у вертикальному напрямі; робота у більш важких умовах.

До ланок ланцюгів закріплюють скребки, які виготовляють з сталі, чавуну, пластмаси або гуми. Відстань між скребками (крок скребоків) залежить від кроку ланцюга та діаметру труби, і визначається з залежності [121] :

$$t_c = K_4 p_t = K_5 D_T \quad (7.1)$$

де K_4 і K_5 – коефіцієнти (для конвеєрів з прямолінійною трасою $K_4 = 2...6$, а $K_5 = 2...3$, для конвеєрів з просторовою трасою $K_4 = 2...4$, $K_5 = 1,0$).

Діаметр скребка вибирають на 4...8 мм меншим, ніж діаметр труби. Трубчасті конвеєри застосовують для транспортування різних пиловидних, порошкоподібних, зернистих та дрібношматкових вантажів.

До переваг трубчастого конвеєра відноситься: велика герметичність; різноманітність трас; відсутність відставання вантажу від тягового органу; можливість використання для жолобів стандартних труб.

Продуктивність визначають за залежністю [90, 120] :

$$Q = 3600 A \gamma_B V K_\Sigma \quad (7.2)$$

де A – площа поперечного перетину вантажу, що транспортують, m^2 ;

K_Σ – сумарний коефіцієнт транспортування сипкого матеріалу;

$$K_\Sigma = K_1 K_2 K_3 K_4,$$

де K_1 – коефіцієнт, який враховує втрати об'єму жолоба через розміщення в ньому скребоків та ланцюгів, $K_1 = 0,8...0,9$;

K_2 – коефіцієнт ущільнення вантажу, $K_2 = 1,1...1,2$

K_3 – коефіцієнт зсуву, який враховує можливість відставання вантажу від тягового ланцюга:

для пухких.....0,75...0,80,

для сипких.....0,8...0,9,

для дрібношматкових.....0,6...0,8;

K_4 – коректуючий коефіцієнт для нахилених конвеєрів, $K_4 = 0,8...0,9$.

Швидкість транспортування вантажу приймають 0,1...0,4 м/с, інколи до 0,8 м/с. При цьому коефіцієнт $K_3 = 1$, коефіцієнт заповнення жолоба $K_1 = 0,8...0,9$.

За заданою продуктивністю визначають діаметр труби конвеєра та заокруглюють його до найближчого стандартного значення [120].

$$D_T = K_{II} \sqrt{\frac{Q}{2826 \gamma_B V \psi}} \quad (7.3)$$

де K_{II} – поправочний коефіцієнт, який для різних матеріалів є різним і визначається експериментально;

ψ – коефіцієнт заповнення перерізу труби, враховуючи об'єм, який займає ланцюг та скребок $\psi = 0,8 ... 0,9$;

γ_B – об'ємна маса вантажу, H/m^3 ;

\mathcal{G} – швидкість тягового органу. $\mathcal{G} = 0,1 ... 0,4$ м/с.

При тяговому розрахунку коефіцієнт опору рухові тягового органу дорівнює коефіцієнту тертя скребків по жолобу, $w = f = 0,3...0,6$ (сталь по сталі). $f = 0,5...0,6$ (гума по сталі). Коефіцієнт опору переміщення сипучого вантажу по трубі з врахуванням тиску вантажу на стінки труби приймають на горизонтальних ділянках траси $f' = 0,6...0,7$, на вертикальних $f' = 2,5...3,0$.

Найменший натяг тягового органу $F_{\min} = 0,5... 1,0$ кН, якщо траса має заокруглення, то величину натягу збільшують до $F_{\min} = 1,5-2,0$ кН.

Натяг канату в певний момент часу можна визначити з залежності [209-210]:

$$N(t) = \frac{2E_k \cdot A \cdot g}{b \cdot q} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{l} \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi \xi}{l}\right) \cdot \int_0^t \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{b \cdot \pi}{l} \cdot (t-t_0)\right) \cdot F(t) \cdot dt \quad (7.4)$$

де N – натяг тягового канату; E_k , A – відповідно модуль пружності і площа поперечного перерізу канату; Для горизонтальної осі $\xi = x$, для

вертикальної – $\xi = g$, l – довжина ділянки канату; q – вага погонного метра канату; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; $b^2 = \frac{E_k \cdot A \cdot g}{q}$.

Аналіз залежностей для конкретних умов експлуатації дозволить оцінити характер зміни переміщень канату та їх натягу в процесі роботи і методику розрахунку контактних ланок приводу гнучкого канатного конвеєра показано (додаток М.1., додаток М.2.).

7.2. Визначення конструктивних параметрів приводу ланцюгового конвеєра

Обладнання для їх виробництва потребує відносно малих виробничих площ, його можна встановлювати з урахуванням будь-яких місцевих умов виробництва. Однією із характерних його є простота експлуатації, легкість керування, можливістю автоматизації процесів транспортування. Проте при роботі ланцюгових транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Відповідно є необхідність у розробці певної методики розрахунку основних елементів зачеплення ланцюгового конвеєра [199].

На (рис. 7.3.) зображена конструкція спеціального привідного диска трубчастого конвеєра з ланцюговим приводом, який в значній мірі забезпечується надійністю роботи приводу і зачеплення ланцюга з привідним диском (рис.7.3а) через виїмки з виступами для зачеплення.

У гнучкому конвеєрі [281], що представляє собою U-подібну трубу, в яку встановлений гнучкий ланцюговий дисковий робочий орган з можливістю осьового переміщення, приводу, бункера, завантажувально-розвантажувальних пристроїв, ємкості для збирання транспортованої сировини застосовують привідні механізми, оснащені спеціальними привідними дисками , що розміщена в площині руху робочого органу і взаємодіє з ланками ланцюга спеціальної конструкції, на якому розміщені круглі диски.

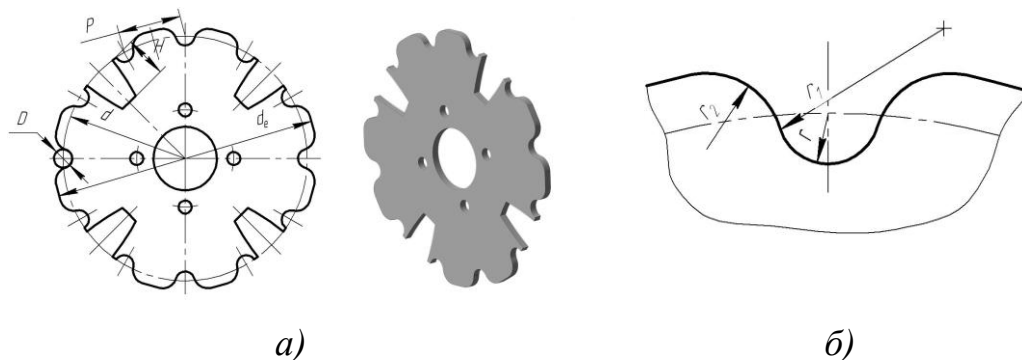


Рис.7.3. Конструкція спеціального привідного дика: а) димк; б) параметри впадини

Наявність круглих дисків і застосування спеціальних конструкцій ланцюгів передбачають спеціальну конструкцію привідного диска. На основі проведених пошукових досліджень і для забезпечення нормальних умов роботи зачеплення відповідних конвеєрів встановлено, що мінімальними параметрами

для привідного дика ланцюга є: крок $p = 2\frac{2}{3}'' = 33,863$ мм і кількість зубів $z=12$.

Мінімальний діаметр труби доцільно вибирати в межах 80 мм, товщиною 4...6 мм.

Шарніри ланок ланцюга, що знаходяться в зачепленні з диском, розміщаються на ділільному колі диска діаметром: $d = p / \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) = 261,68$ мм.

Діаметр кола вершин зубів диска визначають за формулою:

$d_e = p \left[0,5 + ctg\left(\frac{\pi}{z}\right) \right] = 286,64$. Профілі зубців (рис. 7.3.б) складаються: із

впадини, окресленої радіусом r : $r = 0,5025D + 0,5 = 8,5$ мм, де D – діаметр ролика ланцюга, дуги радіуса r_1 : $r_1 = 0,8D + r = 21,2$ мм, прямолінійного перехідного відрізка та головки, окресленої радіусом r_2 . Радіус r_2 вибирають таким, щоб ролик ланцюга не котився по всьому профілю зубця, а плавно входив у зачеплення із зубцями до свого робочого положення на дні впадини або дещо вище. У цьому

випадку зубці зірочки будуть забезпечувати роботу приводного ланцюга з деякою натяжкою.

Кількість зубів спеціального диска повинна бути кратною 3, тому встановлюється наступний ряд чисел спеціального диска: 12, 15, 18, 21, а її товщину доцільно вибирати в межах 4..6 мм, залежно від навантаження.

Крім цього, спеціальний диск приводного U-подібного конвеєра має трапецоїдні вибірки через кожні 3 зубці для входу круглих подаючих дисків ланцюга. У цьому випадку дещо ослабленим є кожний третій зуб диска, але в цілому це не набагато знижує надійність роботи і механізму, тому що інші зубці є підсиленими. Глибина трапеціїдної вибірки H залежить від діаметра диска D_d і рівна $H = D_d / 2 + 3..5$ мм.

Спеціальні привідні диски U-подібного конвеєра, як правило, є збірними, тобто вони передбачають виконання центрального отвору і кріпильних отворів для базування і закріплення маточини, оскільки це впливає на їх ремонтпридатність і передбачає меншу металоємкість.

Технологічний процес виготовлення даної конструкції привідної зірочки має свої особливості, які визначаються її конструкцією, наявністю нестандартного кроку, трапецоїдних вибірок (додаток И).

Основними матеріалами для їх виготовлення є середньо вуглецеві або леговані сталі 45, 40X, 35ХГСА, 50Г2 або цементовані сталі 15, 20X, 12ХНЗА на глибину 1-1,5 мм і гартовані до 55-60 HRC.

Заготовкою для диска служить листовка штамповка круглої форми, яка передбачає припуски для токарного оброблення як зовнішнього діаметра, так і отвору для маточини. Токарна обробка проводиться традиційними способами з забезпеченням точності зовнішнього діаметра зірочки $h10$ і зняття радіусних поверхонь зубця в поздовжньому перерізі радіусом $r_3=1,7D$ і внутрішнього діаметра для базування маточини Н9 з використанням верстата з ЧПК моделі 16А20Ф3.

S - площа поперечного перерізу каната, мм^2 ;

l – довжина каната, мм .

Крутний момент на зірочці визначаємо з залежності.

$$M_1 = T_1 \cdot R_1,$$

де R_1 – радіус барабана, мм .

Силу, яка необхідна прикласти визначаємо із співвідношення $T_1 \cdot R_1 = P_1 \cdot R_2$.

де R_2 – довжина рукоятки, мм .

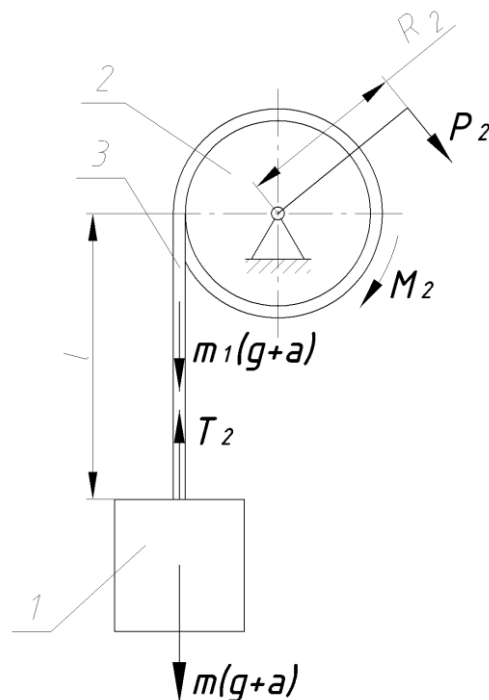


Рис.7.5. Розрахункові схеми використання каната для транспортування вантажів по вертикальній площині

Умова рівноваги запишеться наступним чином:

$$T_2 = m (g+a) + m_1 (g+a),$$

де T_2 – натяг троса, Н;

a – прискорення, що виникає внаслідок швидкого піднімання вантажу, м/с^2 .

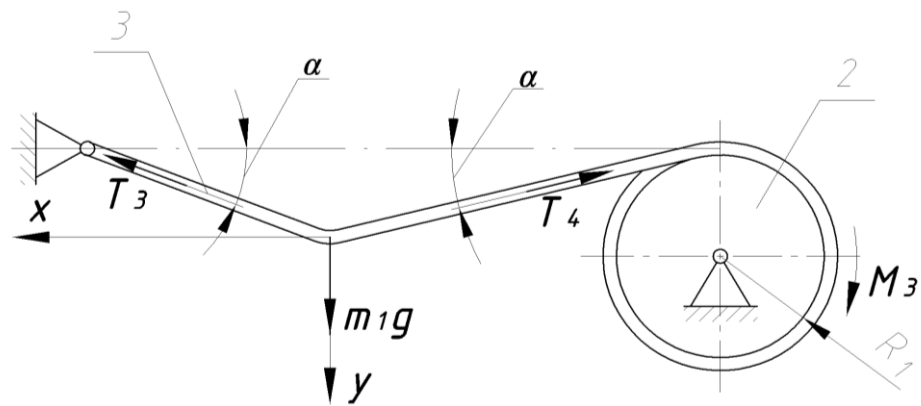


Рис. 7.6. Розрахункова схема використання каната натягування при транспортування сипкого матеріалу

Умови рівноваги запишеться наступним чином:

$$\text{Вісь } y: m_1 \cdot g - T_3 \cdot \sin \alpha - T_4 \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$\text{Вісь } x: T_3 \cdot \cos \alpha - T_4 \cdot \cos \alpha = 0.$$

де T_3 , T_4 – відповідно натяг каната на лівій і правій ділянках, Н.

$$\text{Звідси: } T_3 = T_4; \quad m_1 g = 2 T_4 \cdot \sin \alpha;$$

Тоді:

Силу P_3 визначаємо за залежністю:

На основі аналізу багаторічних досліджень встановлено, що головними факторами, які визначають довговічність канатів є: відношення діаметра блоку до діаметра канату D/d_k кількість перегинів канату на блоці – m , конструкція і запас міцності канату, кут охоплення канатом блоку, температура оточуючого середовища та ін.

Обробка результатів досліджень дозволила встановити, що довговічність тягових вантажопідіймальних канатів можна виразити емпіричними залежностями:

$$\text{канат ГОСТ 2688: } J = \left(3,38 + \frac{80,3}{z}\right) \cdot (D/d)^{0,08}, \text{ тис. циклів;}$$

$$\text{канат ГОСТ 3077: } J = \left(5,72 + \frac{66}{z}\right) \cdot (D/d)^{0,18}, \text{ тис. циклів;}$$

де z - число перегинів канату на блоках.

Залежності справедливі при запасі міцності $n \approx 3,0$; $10 \leq D/d_k \leq 30$.

Згин канатів на блоках. Характер руйнування дротин тягових і вантажопідіймальних канатів свідчить про те, що основною причиною їх зносу є згинаючі напруження. В місці дотику з блоком вісь канату отримує згин, який визначається діаметром блоку при кутах огинання більших за критичні.

Розрахункові формули для визначення нормальних напружень при згині виводяться із розрахунку плоского згину.

Рівняння пружної лінії канату можна представити, як і для стержня, у вигляді [233-234]:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{зг}}{B_K} \quad (7.5)$$

де B_K - згинаюча жорсткість канату;

$M_{зг}$ - згинаючий момент.

Із рівняння (7.5) виходить що

$$M_{зг} = \frac{B_K}{\rho} \quad (7.6)$$

приймавши $\rho = D/2$, можна записати: $M_{зг} = \frac{2B_K}{D}$.

Тоді напруження, що виникають в дротинах канату, при перегині його на блоку дорівнюють:

$$\sigma_{зг} = \frac{2B_K \cdot y}{D \cdot J_0}, \quad (7.7)$$

де y – віддаль від нейтральної осі до точки, де визначаються напруження, а максимальне значення визначається з залежності:

$$\sigma_{\max} = \frac{2B_K \cdot d_k}{2D \cdot J_0} = \frac{B_K \cdot d_k}{D \cdot J_0} \quad (7.8)$$

Використовуючи залежність (7.6) для визначення B_K , після нескладних перетворень, отримаємо вираз для визначення напружень в канатах при їх перегині на блоці у вигляді:

$$\sigma_{32} = \frac{k_{\varepsilon}^2 \cdot \gamma \cdot T_p \cdot d_k}{D \cdot A_{мет}}. \quad (7.9)$$

Виразивши $A_{мет} = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$, отримаємо:

$$\sigma_{32} = \frac{k_{\varepsilon}^2 \cdot \gamma \cdot T_p \cdot d_k}{D \cdot d_k \cdot \pi} \quad (7.10)$$

Коефіцієнт жорсткості канату k_{ε} визначається із виразів (7.6-7.10) в залежності від типу канату та умов його роботи. Канат складається з окремих дротинок тому, при перегині його на блоці, в перерізі виникають різні згинаючі напруження, що приводять до зміщення окремих дротин і виникнення сил внутрішнього тертя, які і є причиною зносу як внутрішніх, так і зовнішніх дротин.

Для кутів огинання канатом зірочки більших за критичні, контактні напруження в порівнянні з напруженнями згину незначні і складають не більше 10% тому ними можна нехтувати [233-234, 236].

Рекомендації для вибору канатів з умови довговічності. Аналіз результатів дослідження роботи канатної оснастки підвісних транспортних систем дозволив виявити основні фактори, що впливають на довговічність несучих, тягово-несучих, тягових і вантажопідіймальних канатів. Основні фактори зведені в таблиці 7.1. Несучі канати повинні мати запас міцності $n = 2,0$, при $\frac{T}{V} \geq 40$. Кращими із пасмових канатів з органічним осердям є канати ЛТР-ГОСТ 2688 і ЛКО ГОСТ 3077 з дротинами, що мають напруження розриву $\sigma_B = 1600 \dots 1700$ МПа.

Збільшення швидкості руху не знижує експлуатаційність і довговічності канату, тому її слід обмежувати виходячи з забезпечення безпеки роботи установки. Тягово-несучі канати повинні характеризуватися мінімальною жорсткістю, тому для них рекомендують канати ГОСТ 2688 $\sigma_B = 1900 \dots 2000$ МПа. Для тягово-несучого канату коефіцієнт запасу міцності необхідно вибирати в межах $n=2.5 \dots 3.0$.

Основні фактори, що впливають на довговічність канатів

Тип канату	Тягові і вантажопідіймальні
Основні фактори	
1	Відношення діаметра блоку до діаметра канату, D/d_k
2	Запас міцності канату, n
3	Тип канату
4	Матеріал і форма зірочки
5	Кут огинання канатом зірочки
6	Віддаль між направляючими блоками
7	Число перегинів канату на блоках

В процесі експлуатації тяговий і вантажопідіймальний канат слід переміщувати на довжині для зміни їх робочої зони на віддаль, яка дорівнює 2.5...3 висотам опускання вантажу. Кут канатів на зірочці необхідно вибирати мінімальним $\alpha \leq 4..5^\circ$.

В канатах транспортних установок найбільшими є напруження розтягу σ_p . Однак зношення канатів обумовлюється знакозмінними нормальними та контактними напруженнями

Для забезпечення ефективної роботи і високої довговічності канату необхідно виконувати умову[233]:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{32k}. \quad (7.11)$$

Аналізуючи роботу дротин канату на малій ділянці, можна допустити, що

$$\begin{cases} \sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{32} + 0,5\sigma_k \\ \sigma_{\max} = \sigma_p - \sigma_{32} - 0,5\sigma_k \end{cases}, \quad (7.12)$$

де σ_p - напруження розтягу в канаті;

σ_{32} - згинаючі напруження дротин канату;

σ_k - контактні напруження, які виникають в дротинах канату.

Визначивши напруження в канаті транспортних систем можна судити про їх ресурс роботи.

7.4 Оптимізація параметрів транспортування і змішування насінєвих матеріалів шнековим конвеєром

Для технологічних операцій переміщення сипкого вантажу велике розповсюдження набули гвинтові конвеєри, які характеризуються простотою конструкції та, відповідно, високою надійністю, простотою в користуванні та легкістю адаптування при використанні в автоматизованих системах, екологічністю використання внаслідок їх герметичності [4, 51, 80, 151]. Для універсальних розвантажувально-завантажувальних комплексів, які призначені для транспортування вантажу, як по горизонтальних, похилих, так і вертикальних трасах, використовують швидкохідні гвинтові конвеєри. Існуючі методи їх розрахунку ґрунтуються на ряді теоретичних та експериментальних досліджень [4, 51, 80, 151, 265], а також аналізі статистичних даних за результатами їх експлуатації. Відомі постановка та розв'язок задачі вибору оптимальних параметрів ГК з умови мінімізації його матеріаломісткості [51-52] та енергоємності [186, 192]. Проте така постановка не дозволяє отримати розв'язок оптимізаційної задачі гвинтових конвеєрів, як взаємопов'язаної системи.

Важливою умовою при виборі конвеєрів для універсальних перевантажувальних комплексів є встановлення області їх використання, зокрема щодо транспортування певного діапазону сипких вантажів. Оскільки, згідно [186], мінімальна межа енергоємності гвинтових конвеєрів визначається коефіцієнтом тертя вантажу до поверхні спіралі, то визначальною умовою при проектуванні конвеєра є його спроможність транспортувати вантаж з несприятливими властивостями. При цьому будемо розглядати найбільш несприятливе, з точки зору енергетичних затрат, є вертикальне розміщення гвинтового конвеєра.

Потужність транспортування вантажу гвинтовими конвеєрами, згідно [4, 257], визначають за залежністю $N = \rho_{\Pi} g Q (W_L L + H)$, чи для вертикальних шнеків $N = \rho_{\Pi} g Q W_H$, де ρ_{Π} - об'ємна маса (насипна густина) вантажу в потоці; g - прискорення земного тяжіння; Q - об'ємна продуктивність конвеєра; W_L та W_L - коефіцієнт опору переміщенню вантажу; L та H - відповідно довжина транспортування та висота підйому вантажу, для вертикальних ГК $L = H$. Приведена енергоємність w , що визначає енергетичні затрати для переміщення одиниці маси вантажу на одиницю довжини, відповідно для вертикального гвинтового конвеєра буде:

$$w = N / (Q \cdot L) = \rho_{\Pi} g W_H. \quad (7.13)$$

В розгорнутому вигляді для вертикальних гвинтових конвеєрів коефіцієнт опору записується виразом:

$$W_H = \frac{\mu_2 P_S (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{\Pi}) \cos \beta_{\Pi}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{\Pi}}, \quad (7.14)$$

де β_{Π} - кут нахилу траєкторії потоку під впливом тяжіння; $P_S = D \omega_{\Pi}^2 / (2g)$ - коефіцієнт швидкохідності потоку, що визначається кутова швидкість обертання вантажу в потоці ω_{Π} відносно осі шнека діаметром D , що пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $P_k = D \omega^2 / (2g)$ залежністю $P_S = P C_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$. Тут C_{β} - коефіцієнт кінематичної подібності гвинтового транспортування, $C_{\beta} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$

В роботі [186] показано, що мінімально можливий теоретичний рівень критерію енергоємності W_H залежить тільки від коефіцієнту тертя вантажу по гвинтовій поверхні шнека μ_1 і для інтервалу його зміни $0,3 \leq \mu_1 \leq 1$ апроксимується залежністю

$$W_H = 2,30 + 6,64 \mu_1 + 19,16 \mu_1^2. \quad (7.15)$$

Таке мінімальне значення досягається за умови, коли безрозмірний критерій динамічної подібності $Sc_{\Pi} = \omega_k / \omega$, де ω_k - критична кутова

швидкість конвеєра, та кут підйому гвинта за зовнішнім діаметром α набувають значень:

$$S_{c_{II}}(\mu) = 0,3 + 0,1\mu_1; \quad \operatorname{tg} \alpha = f(\mu) = 0,25 - 0,1\mu_1. \quad (7.16)$$

Відповідно і значення всіх інших безрозмірні критеріїв гвинтового транспортування, зокрема критерію кінематичної подібності C_β , які мінімізують енергоємність конвеєра, будуть також однозначно визначатись такою характеристикою вантажу, як коефіцієнтом тертя $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$.

З врахуванням викладеного проведемо оптимізацію швидкохідного вертикального конвеєра за його матеріаломісткістю за умови мінімальної енергоємності гвинтового транспортування вантажу

За критерій матеріаломісткості гвинтової транспортно-технологічної системи, аналогічно [51, 186, 265] приймаємо величину відношення маси конвеєра-змішувача одиничної довжини заданої продуктивності Q . Критерій за матеріалоємністю, для випадку заданої продуктивності, використовується для випадку, коли такий фактор є одним із визначальних (для мобільних систем) і функція транспортування є домінуючою. В цьому випадку задача мінімізації матеріалоємності (вартості) конвеєра визначається за критерієм

$$F_0 = \alpha_1 V_1 + \alpha_2 V_2 + \alpha_3 V_3 \rightarrow \min \quad (7.17)$$

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 якого виготовлені кожух, гвинтова, спіраль та центральний вал;

Об'єм кожуха, гвинтової спіралі та центрального вала змішувача одиничної довжини, відповідно визначається аналогічно [51]:

$$V_1 = \pi S_K D(1 + 2k_z + S_K / D); \quad V_2 = HD(1 - k_d) \sqrt{1 + 1/k_T}; \quad (7.18)$$

$$V_3 = \pi S_d D(k_d - S_d / D),$$

де S_K - товщина стінки кожуха; S_d - товщина стінки пустотілого вала; H - товщина спіралі; k_z - коефіцієнт зазору між спіраллю та кожухом,

приймається згідно характеристик вантажу $k_z = 2z/D = 0,21 - 0,23$; k_T - коефіцієнт кроку T спіралі, $k_T = T/D = \pi \operatorname{tg} \alpha$; k_d - коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі, $k_d = d/D$;

На визначення оптимальних параметрів вертикальних швидкохідних гвинтових конвеєрів накладаються такі технологічні, конструктивні та експлуатаційні обмеження у вигляді нерівностей $f_i \leq 0$ та рівнянь $g_j = 0$. Зокрема технологічні обмеження детально описані в [51-52] і тому використовуємо основні з них без змін:

1. Умова забезпечення потрібної продуктивності Q визначається із відомої залежності :

$$f_1 = -D^{2,5}(1 - k_d^2) + \frac{8Q}{k_T \varphi_n \omega} \leq 0, \quad (7.19)$$

де φ_n - коефіцієнт продуктивності, в першому наближенні наповнення простору конвеєра-змішувача, що враховує також збільшення діаметра кожуха, порівняно із діаметром спіралі; ψ_{np} -; ω - кутова швидкість шнека.

2. Технологічна умова формоутворення спіралі із полосової заготовки, [51-52]:

$$f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \leq 0, \quad (7.20)$$

де $f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \leq 0$, - допустимий коефіцієнт нерівномірності видовження металу, що визначається коефіцієнтом видовження $\phi_{\text{дон}} = (1 + 2\delta_5)^2$.

3. Технологічна умова забезпечення стійкості смуги при виготовленні спіралі є відомою [51-52]:

$$f_3 = D(1 - k_d) - \frac{2H}{\delta} \leq 0, \quad (7.21)$$

де δ - допустима питома товщина заготовки гвинтової спіралі, отриманої прокатуванням $\delta = 0,02 \dots 0,03$, отриманої навиванням $\delta = 0,05 \dots 0,7$.

4. Для довгих конвеєрів вводять умову забезпечення міцності пустотілого вала при крученні крутильним моментом $T_2 = N / \omega$ на валу:

$$f_4 = -S_d(k_d D)^2(1 + k_d S_d / D) + \frac{T_2}{\pi[\tau_{кр}]} \leq 0, \quad (7.22)$$

де $[\tau_{кр}]$ - допустиме напруження кручення матеріалу вала.

5. Умова забезпечення стійкості гвинтової спіралі в процесі роботи:

$$f_5 = \frac{K_{СТ} D H^3 E (1 - k_d)}{\sqrt{1 + k_T}} - T_2 \leq 0, \quad (7.23)$$

де $K_{СТ}$ - експериментальний коефіцієнт; E - модуль Юнга.

6. Умова вибору розрахункового значення коефіцієнта тертя μ_1 , виходячи із найбільш несприятливих умов:

$$f_7 = \mu_1 - \mu_{\max} \leq 0, \quad (7.24)$$

Обмеження $g_j = 0$, що накладаються конструктивні та технологічні параметри гвинтового конвеєра мають такий вигляд

1. Відповідність кута підйому гвинтової поверхні умові мінімальної енергоємності

$$g_1 = \operatorname{tg} \alpha + \mu_{\max} - 0,25 = 0 \quad (7.25)$$

2. Відповідність критерію динамічної подібності умові мінімальної енергоємності

$$g_2 = S c_{\Pi} - 0,1\mu - 0,3 = 0 \quad (7.26)$$

3. Відповідність критерію динамічної подібності умові мінімальної енергоємності

$$g_3 = \mu_2 P_k S c_{\Pi}^2 - k_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) = 0 \quad (7.27)$$

Після перетворень дана умова набуває вигляду

$$g_3 = \mu_2 D \omega^2 (0,3 + 0,1\mu_1)^2 (1 - 0,25\mu_1 + 0,1\mu_1^2) - 2g k_p (0,25 + 0,9\mu_1) = 0 \quad (7.27a)$$

За основні конструктивні і технологічні параметри гвинтових конвеєрів, тобто за незалежні змінні при оптимізації гвинтових конвеєрів приймемо такі, як і у відомих оптимізаційних моделях: $x_1 = D$ - зовнішній діаметр кожуха;

$x_2 = \omega$ - кутова швидкість обертання гвинтової спіралі $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = T / (\pi D)$ - тангенс кута підйому витка, що визначається кроком гвинтової спіралі T ; $x_4 = k_d = d / D$ - коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі; $x_5 = H$ - товщина гвинтової спіралі. Крім цього, введемо параметр, що визначає характеристики режиму гвинтового транспортування $x_6 = \mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ - розрахункове значення коефіцієнта тертя вантажу до поверхні спіралі.

Пошук параметрів x_k , що оптимізують цільову функцію F_0 при заданих обмеженнях $f_i \leq 0$, $g_j = 0$ шукаємо, аналогічно [51-52, 265], з використанням умов Куна-Такера, за якими для задачі нелінійного програмування в даній постановці існують такі множники $u_i \geq 0$, $i = 1, 2, \dots, n$, що $u_i f_i = 0$ і $\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = 0$, де $\varphi(x_j, u_i) = F_0 + \sum_{i=1}^n u_i f_i$. Обмеження $g_j = 0$ використовуємо для зменшення розмірності задачі, тобто для зменшення кількості незалежних параметрів.

Функція мети (критерій якості) в даній задачі нелінійного програмування, з врахуванням (7.17) та (7.18), запишемо в такому вигляді:

$$F_0 = \pi x_1 [\alpha_1 S_K (1 + k_z + S_K / x_1) + \alpha_2 x_5 (1 - x_4) \sqrt{1 + 1/x_3} + \pi \alpha_3 S_d x_1 (x_4 - S_d / x_1)] \quad (7.28)$$

Відповідно, параметри, що задовольняють умови оптимуму та невідомі коефіцієнти, шукаємо із системи рівнянь

$$\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = \frac{\partial F_0}{\partial x_j} + \sum_{i=1}^n (u_i + \frac{\partial f_i}{\partial x_j}) = 0; \quad u_i f_i = 0.$$

Введення нових умов $g_j = 0$, що забезпечують малоенергоємні режими роботи конвеєра, дозволяє вивести новий параметр $x_2 = \omega$ за межі розв'язку задачі лінійного програмування а тому не змінює структуру розв'язку самої оптимізаційної моделі та розрахункові схеми визначення оптимальних параметрів, наведеної в [52, 265], а тільки конкретизує їх. Відповідно, розв'язок оптимізаційної

задачі проводимо аналогічно [51], за двома розрахунковими схемами з основним обмеженням за продуктивністю конвеєрами і додатковим обмеженням за технологією виготовлення спіралі и за міцністю вала (для довгих конвеєрів). Відповідно, визначаємо такий порядок пошуку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів швидкохідного гвинтового конвеєра:

1. За технічними умовами транспортування для забезпечення переробки всієї номенклатури вантажів приймають $f_7 = 0$, звідки

$$\mu_1 = \mu_{1\max} \quad (7.29)$$

Визначають із умови $g_1 = 0$ кут підйому гвинта $\alpha = 0,25$ по зовнішньому діаметру, що мінімізує енергосилові параметри транспортування та коефіцієнт кроку

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,25 - 0,1\mu_{1\max}; \quad (7.30)$$

$$k_T = T/D = \pi \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.31)$$

У випадку, коли $k_T \leq k_{T\min}$, приймаємо $\operatorname{tg} \alpha = k_T / \pi$.

Якщо проектується спеціалізований конвеєр для транспортування тільки одного виду вантажу з коефіцієнтом тертя μ_1 , то приймають $\operatorname{tg} \alpha = 0,25 - 0,1\mu_1$.

2. Із умови $g_2 = g_3 = 0$ визначають коефіцієнт швидкохідності конвеєра:

$$P_k = \frac{k_p(0,25 + 0,9\mu_1)}{\mu_2(0,3 + 0,1\mu_1)^2(1 - 0,25\mu_1 + 0,1\mu_1^2)}. \quad (7.32)$$

де k_p - коефіцієнт приведення до потоку, визначається експериментально і в першому наближенні приймається $k_p = 1$.

3. Із технологічної умови $f_1 = 0$ визначають співвідношення k_d між внутрішнім і зовнішнім діаметрами спіралі

$$k_d = \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \leq 0, \quad (7.33)$$

4. Із розв'язку системи рівнянь $f_1 = 0$ та $g_3 = 0$ за заданою продуктивністю визначають кутову швидкість:

$$\omega = \left[\frac{\pi \rho_n g^3 \operatorname{tg} \alpha \cdot P_k^3 (1 - k_d^2) (1 - S_{cII})}{Q(1 + C_\beta)} \right]^{1/5} = \sqrt[5]{\frac{\varphi_n g^3 (1 - k_d^2)}{\mu_2^3 Q}} K_\omega(\mu_1), \quad (7.34)$$

де $K_\omega(\mu_1)$ - вираз, що залежить тільки від μ_1 і отримується спрощенням попереднього із врахуванням значень P_k , Sc_{Π} , та C_β . Попередньо

5. Визначають зовнішній і внутрішній діаметр спіралі

$$D = \sqrt{2P_k g / \omega^2} = \frac{g^{1/5} Q^{1/10} K_D(\mu_1)}{\mu_2^{1/5} \varphi_H^{1/10} (1 - k_d^2)^{1/10}}. \quad (7.35)$$

Характер зміни кутової швидкості вертикального гвинтового конвеєра та діаметру його спіралі, що мінімізують енергоємність конвеєра при різних реологічних властивостях вантажу, наведений на рис. 7.7.

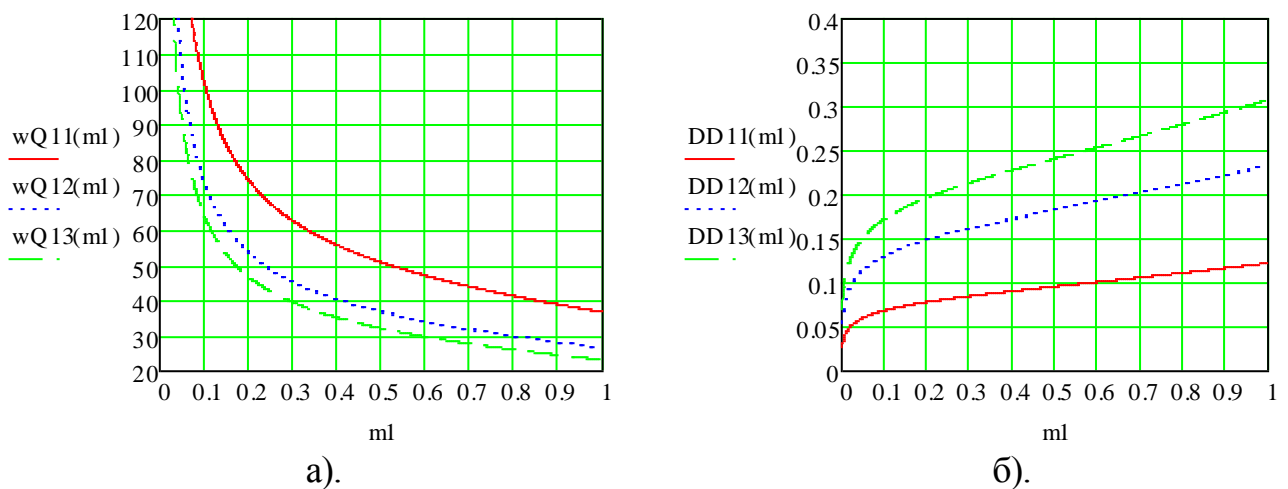


Рис. 7.7. Зміна раціонального значення кутової швидкості $\omega(\mu_1) = wQ(ml)$, c^{-1} (а) та діаметра зовнішнього гвинта спіралі $D(\mu_1) = DD(ml)$, м (б) від коефіцієнту тертя вантажу до поверхні спіралі (кожуха), $\mu_1 = \mu_2$, для заданих продуктивностей конвеєра: 1 - $Q = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ($wQ1(ml)$, $DD1(ml)$); 2 - $Q = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ($wQ2(ml)$, $DD2(ml)$); 3 - $Q = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$ ($wQ3(ml)$, $DD3(ml)$).

6. Крок спіралі визначається за залежністю $T = k_T D$.

7. Внутрішній діаметр спіралі (діаметр вала), відповідно

$$d = k_d D = D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \quad (7.36)$$

8. Товщина спіралі із умови $f_3 = 0$

$$H = \delta(D - d) / 2 \quad (7.37)$$

Для спеціальних спіралей, зокрема для спіралей з еластичних матеріалів, значення $H = \delta(D - d) / 2$ перевіряють на відповідність умові $f_5 \leq 0$.

9. Осьова швидкість транспортування вантажу згідно [186, 192] визначається за залежністю

$$v_{\Pi} = \frac{T\omega}{2\pi} \cdot \frac{1 - Sc_{\Pi}}{1 + C_{\beta}} \quad (7.38)$$

10. Потужність транспортування вертикального конвеєра, що забезпечує продуктивність Q довжиною L при транспортуванні вантажу, насипною густиною ρ_{Π}

$$N = \rho_{\Pi} g Q L W = \frac{\rho_{\Pi} g Q L C_{\beta} (Sc_{\Pi} + C_{\beta})^3}{Sc_{\Pi} (1 + C_{\beta}) (1 - Sc_{\Pi}) \operatorname{tg}^2 \alpha \sqrt{(Sc_{\Pi} + C_{\beta})^2 + (1 - Sc_{\Pi})^2} \operatorname{tg}^2 \alpha} \quad (7.39)$$

Для довгих гвинтових конвеєрів їх вали несуть значні крутні навантаження, а тому отримані значення d перевіряють на відповідність обмеженню .

При його порушенні внутрішній діаметр визначають по наближеній залежності

$$d = \sqrt{\frac{2k_M M_{кр}}{\pi S_d [\tau_{кр}]}} \quad (7.40)$$

В подальшому уточнюють зовнішній діаметр спіралі

$$D_i = \sqrt[3]{d^2 D_{i-1} + \frac{8Q}{k_T \varphi_n \omega_{i-1}}}, \quad (7.41)$$

де значення D_{i-1} та ω_{i-1} беруть із попередніх розрахунків.

При значному розходженні значень D_{i-1} та D_i уточнюють коефіцієнт $k_d = d/D$ та уточнюють розрахункове значення кутової швидкості ω згідно залежності (7.34).

Для горизонтальних та низько нахилених швидкохідних гвинтових конвеєрів не існує критичної кутової швидкості, а тому параметр $Sc = 0$, а раціональний кут підйому гвинтової спіралі в залежності від коефіцієнту тертя визначається графічно, наприклад згідно [257, 265].

У випадку завантажувально-розвантажувальної транспортної гвинтової системи, яка має два гвинтових конвеєри – забірний і вивантажувальний, умова її

нормальної роботи полягає в забезпеченні продуктивності вивантажувального конвеєра Q_2 більшої ніж забірною Q_1 за всяких умов, тобто

$$Q_{2\min} \geq \lambda Q_{1\max}, \quad (7.42)$$

де λ - коефіцієнт запасу $\lambda = 1,2 - 1,3$ залежно від умов роботи.

$Q_{1\max}$ - досягається при горизонтальному розміщенні забірною конвеєра, а $Q_{2\min}$ - при вертикальному вивантажувального.

Умова (7.42) в першому наближенні буде

$$\frac{\varphi_{H2} D_2^2 \omega_2 \operatorname{tg} \alpha_2 (1 - Sc_{П2})}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)} \geq \frac{\lambda \varphi_{H1} D_1^2 \omega_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1)} \quad (7.43)$$

7.5 Розробка інженерної методики проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин

Методика проектування ТТМ базується на основних положеннях, викладених в працях [51 76, 80-82, 94, 122, 265] та принципів, викладених у параграфах 2.2 - 2.7 дисертаційної роботи.

Вихідними даними для проектування ТТМ є його тип (функціональне призначення згідно виконуваних операцій), продуктивність, характеристики транспортно-технологічного процесу (визначають довжину ТТМ, кут нахилу підйом, гнучкість РО), тип технологічного вантажу (густина, коефіцієнти тертя, кут природного відкосу).

Залежності для визначення продуктивності транспортування ТТМ [51, 58, 60, 76, 80-82, 94, 120, 177, 244, 265] представлено в табл. 7.2.

Таблиця 7.2.

Формули для визначення продуктивності транспортування ТТМ

Тип ТТМ	Розрахункова формула*
1	2
Скебковий трубчастий канатний [122]	$Q = 3600 A \gamma_B V K_\Sigma$

- 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	$Q = 45 \cdot D^3 \cdot k_s \cdot k_c \cdot k_z \cdot n \cdot \varphi \cdot \rho$

*де γ_B – об’ємна маса вантажу, H/m^3 ; ϑ – швидкість тягового органу. $\vartheta = 0,1 \dots 0,4$ м/с; A – площа поперечного перетину вантажу, що транспортують, m^2 ; K_{Σ} – сумарний коефіцієнт транспортування сипкого матеріалу; D – зовнішній діаметр ГРО, m^2 ; $k_s = p/D$ – коефіцієнт кроку спіралі, $k_s = 0,8 \dots 1,5$; p – крок спіралі; k_c – коефіцієнт зменшення швидкості транспортування і продуктивності внаслідок перегину шляху, $k_c = 0,8 \dots 1$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гофр гвинтової спіралі, $k_z = 0,9 \dots 0,98$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гвинтової секції, $k_z = 0,85 \dots 0,95$; n – частота обертання робочого органу, об/хв.; φ – коефіцієнт наповнення ТТМ; ρ – густина транспортованого вантажу, m/m^3 ; d – діаметр вала ГРО, m^2 .

Для скребкових діаметр скребка вибирають на 4...8 мм меншим, ніж діаметр труби; для гнучких 45...120. Коефіцієнт кроку спіралі k_s вибирають тим більшим, чим легший вантаж [60, 265]: - для гнучких ГК: 0,8...1,2; для гвинтових змішувачів: 1,2...1,5; для скребкових конвеєрів з прямолінійною трасою $K_4 = 2 \dots 6$, а $K_5 = 2 \dots 3$; - для скребкових конвеєрів з криволінійною трасою $K_4 = 2 \dots 4$, $K_5 = 1,0$.

Коефіцієнт наповнення φ ТТМ слід вибрати в межах [265]:

горизонтальних і пологих: 0,5...0,7;

для скребкових коефіцієнт : 0,8...0,9.

Діаметр вала d (m^2) ГРО доцільно призначати по формулі [60]:

$$d \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot D. \quad (7.44)$$

Довжина ГРО визначається по формулах [60]:

- для суцільного гнучкого робочого органу:

$$L \approx p \cdot n_g, \quad (7.45)$$

де n_e – кількість витків;

- для секційного гнучкого шнека [265]:

$$L \approx (L_c + L_s) \cdot n_c, \quad (7.46)$$

де L_c – довжина секції; L_s – довжина елементів з'єднання секції; n_c – кількість секцій гвинтового робочого органу.

Обертальний момент на валу визначається по формулі [82, 262, 265]:

$$T = 30 \cdot N / \pi \cdot n, \quad (7.47)$$

де N – потужність на валу, кВт.

Потужність двигуна для переміщення вантажу скребкового канатного конвеєра [214]:

$$N = \frac{k_1 \sum_{i=1}^n P_{oi} v_k}{1000 \eta}, \quad (7.48)$$

де k_1 – коефіцієнт запасу потужності, P_{oi} – сила опору на i -тій ділянці, N ; n – кількість характерних ділянок конвеєра; v_k – швидкість переміщення робочого органу конвеєра, м/с; η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Потужність на валу ГРО визначається по формулі [135]:

$$N = (k_3 \cdot Q / 367 \cdot \eta) \cdot (L_G \cdot \omega + H), \quad (7.49)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, $k_3 = 1,15 \dots 1,25$; η – ККД двигуна і передач, $\eta = 0,9 \dots 0,97$; L_G – горизонтальна проекція конвеєра, м; ω – коефіцієнт опору рухові, для легких насипних: $\omega_0 = 1,2 \dots 1,6$; для середньої важкості насипних (суха глина, сіль): $\omega_0 = 2,5$; $\omega_0 = 1,6$; H – висота підйому вантажу, м.

Через відповідне передаточне відношення проводиться підбір редукторів і двигунів потрібної потужності та частоти обертання.

Алгоритм проектування ТТМ (додаток Н) передбачає використання розробленої методики проектування і вибору конструкцій ТТМ (згідно принципів викладених у розділі 2. і включає:

1. Визначення вихідних даних для проектування ТТМ: набір виконуваних функціональних операцій; встановлення програми випуску; визначення продуктивності ТТМ і його максимальної зведеної собівартості (собівартості виготовлення ТТМ, експлуатаційних витрат при використанні ТТМ за весь термін, витрат на ТО і ремонт ТТМ за весь термін експлуатації); якісних показників виконання функціональних операцій (при потребі).

2. Вибір компоувальної схеми ТТМ (табл. 2.2) і вибір типу РО (параграф 2.2) для обраної компоувальної схеми.

4. Синтез конструкцій ТТМ (приклад – параграфи 2.3) з використанням сформованої морфологічної таблиці конструктивних елементів (приводів, передач і редукторів, робочих органів, запобіжних муфт, 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 конвеєрів різними способами за допомогою окремого програмного забезпечення для обробки даних (додаток К).

7. Визначення вартості інших конструктивних елементів, що входять до конструкцій синтезованих ТТМ: цін на існуючі, та розрахунок собівартості виготовлення оригінальних елементів.

8. Розрахунок продуктивності синтезованих конструкцій ТТМ і визначення їх коефіцієнтів продуктивності.

7.6 Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насінневого матеріалу по криволінійних траєкторіях

Ефективне використання технічних засобів у сільському господарстві впливає на позитивний розвиток як економіки держави в цілому, так і окремих господарств зокрема. Розрахунок економічної ефективності використання сільськогосподарської техніки проводиться на основі порівняльного оцінювання конструкцій машин, що виконують схожі функції, шляхом порівняння вартості їх виготовлення, експлуатації та отриманого ефекту. Отримання добрих врожаїв і значних прибутків господарствами напряму залежить від використання якісного насінневого матеріалу, а, тому, якість цих матеріалів повинна забезпечуватись на всіх етапах циклу його існування, що включають отримання насіння, його обробку, зберігання, пакування, перевантаження, транспортування та внесення в ґрунт. При цьому операції транспортування насіння (завантажувально-розвантажувальні операції) є обов'язково присутніми як допоміжні операції при виконанні усіх інших, а тому до них повинні ставитись особливі вимоги виходячи з унеможливлення чи мінімізації пошкодження (не травмування) насінневого матеріалу.

Найчастіше на зернопунктах та токах використовують норії, а також пластинчаті та жорсткі гвинтові конвеєри. При транспортуванні норіями травмування зернового матеріалу зводиться до мінімуму. При транспортуванні насінневого зерна жорсткими гвинтовими конвеєрами відбувається пошкодження в межах 1,2...1,75% [119, 143]. Доведено [143], що найбільш стійка до динамічних навантажень є пшениця з вологістю 18...20%, а при статичному навантаженні міцніше сухе зерно. При вологості зерна 12...14% рекомендована швидкість його транспортування гвинтовими конвеєрами знаходиться в межах 2,2...2,3 м/с, а при вологості 17...19% - до 4,1 м/с [301]. Проте дані засоби перевантаження зернового матеріалу не забезпечують його транспортування по криволінійних траєкторіях, що є часто необхідним у

фермерських господарствах, токах, насінєвих станціях тощо. Для забезпечення такого транспортування зернових використовують пневматичні та гнучкі гвинтові конвеєри. Проте при використанні таких засобів перевантаження (пошкодження (подрібнення) насіння відбувається в межах 1,4...4% (табл. 7.4), що є вкрай негативно. Тому для забезпечення транспортування насінєвого матеріалу по криволінійних траєкторіях доцільно в сільськогосподарських підприємствах використовувати трубчасті скребкові канатні конвеєри, при застосуванні яких травмування насіння є значно меншим 0,37...0,5% (табл. 7.5) [219].

Для обґрунтування економічної ефективності використання даних конвеєрів проведемо порівняльний техніко-економічний аналіз трубчастих скребкових канатних, пневматичних і гнучких гвинтових конвеєрів. Спочатку визначимо вартість цих конвеєрів.

Пневматичні та гнучкі гвинтові конвеєри для транспортування зерна широко представлені на вітчизняному ринку Українських та інших виробників. Зокрема на ринку реалізуються пневмотранспортери зерна ПТО-7.5, ПТО-11, ПТО-18.5, ПТО-15 (Проектно-конструкторське бюро «ПромСільПроект», Україна) (рис. 7.8.а) вартістю від 15 тис. грн., Т – 378/1, Т – 378/2, Т – 207, Т – 207 (ПП «Алексзернотех», Україна) (рис. 7.8.б) вартістю від 60 тис. грн., фірми August (Польща) вартістю 3950 eur без ПДВ (рис. 7.8.в), фірми Himel (ФРН) вартістю 6350 eur без ПДВ (рис. 7.8.г).



а)

б)

в)

г)

Рис. 7.8. Пневмотранспортери зерна

Також на ринку широко представлені гнучкі гвинтові конвеєри ВАТ «Технік» (Україна) (рис. 7.9.а) вартістю від 7,1 тис. грн., Австрійської компанії Wildfellner GmbH (представник на вітчизняному ринку компанія «Європейські транспортні системи») вартістю від 20 тис. грн. (рис. 7.9.б), «ВК-ГШ-50-AISI» (ООО «Трибор», Росія) вартістю від 12 тис. грн. (рис. 7.9.в).

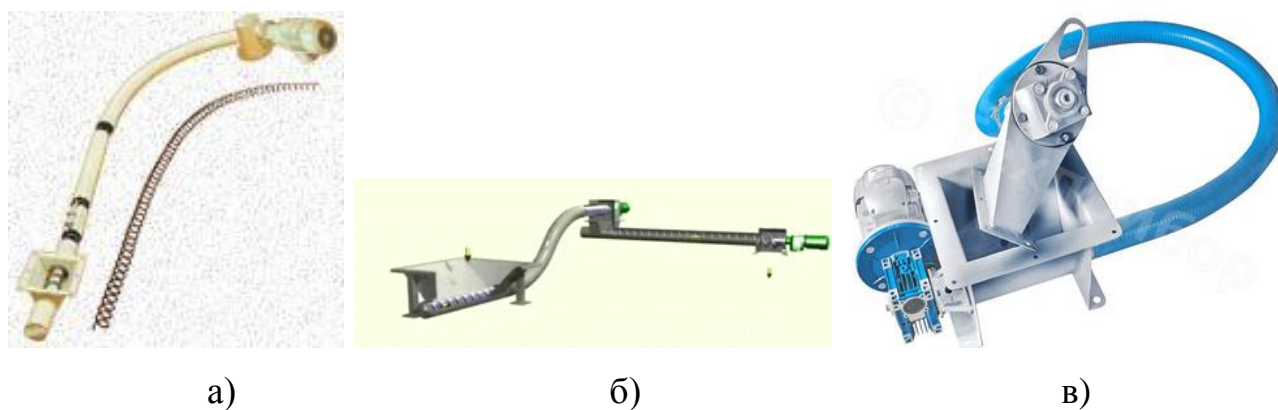


Рис. 7.9. Гнучкі гвинтові конвеєри

Визначення собівартості трубчастого скребкового конвеєра (ТСК) можна здійснювати за формулою [198]:

$$C_{ТСК} = k_{тр-з} \cdot (C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + C_5 + C_6 + C_7 + i \cdot C_8 + C_9 + k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (7.56)$$

де $k_{тр-з}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати, $k_{тр-з} = 1,05 \dots 1,15$; C_1 – вартість приводу (електродвигуна), грн.; C_2 – вартість редуктора, грн.; C_3 – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.; C_4 – вартість елементів керування, грн.; C_5 – вартість жолоба, грн.; C_6 – вартість елементів розвантаження, грн.; C_7 – вартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; i – кількість передач (спеціальних зірочок з кріпленням), шт.; C_8 – вартість передач, грн.; C_9 – вартість робочого органу ТСК, грн.; $k_{допл}$ – коефіцієнт доплат, $k_{допл} = 1,25 \dots 1,3$; $k_{дод}$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників, $k_{дод} = 1,03 \dots 1,1$; $k_{нар}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальне страхування, $k_{нар} = 1,38 \dots 1,39$; c_3 – середньозважена

погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті складанням конвеєра, грн.; T_h – трудомісткість складання і налагодження ТСК, нормо/год.

При розрахунку конструкції ТСК слід враховувати, що собівартість виготовлення кожної створеної залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення конструктивних елементів (КЕ), (привода, редуктора, запобіжної чи пружної муфти, передач, робочого органу, жолоба, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних), а також вартості складання робочого органу та й самого ТСК.

Для визначення собівартості конструкцій ТСК слід відзначити, що елементи:

- 1, 2, 3, 4 - є стандартними і мають визначену ціну (закуповуються);
- 5, 6, 7 - виготовляються із стандартного металопрокату (кутники, листи, труби, смуги, швелери тощо);
- 8, 9 (передачі та робочий орган) - є оригінальними і потребують відповідної технології виготовлення.

Тому запишемо формули для розрахунку витрат на окремі елементи конструкції ТСК. Так конструктивні елементи 5, 6, 7 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 [198]:

$$C_5, C_6, C_7 = k_{сер} \cdot k_{вв} \cdot k_{мп-з} \cdot m_m \cdot C_m - m_g \cdot C_g, \quad (7.57)$$

$k_{сер}$ – коефіцієнт серійності, що враховує обсяги виготовлення КЕ, для одиничного виробництва: $k_{сер од} = 1,25 \dots 1,5$, для серійного виробництва: $k_{сер с} = 1,01 \dots 1,25$, для масового виробництва: $k_{сер м} = 1$; $k_{вв}$ – коефіцієнт, що враховує відношення витрат при виготовленні КЕ: виробнича собівартість / витрати на матеріали, $k_{вв} = 1,35 \dots 2$; m_m – маса стандартного металопрокату, який використовується для виготовлення КЕ, кг; C_m – усереднена ціна стандартного металопрокату, грн.; m_g – маса відходів з металопрокату, кг; C_g – усереднена ціна відходів з металопрокату, грн.

Розрахунку виробничої собівартості КЕ показано в (параграфі 2.5) де враховують витрати на основні і допоміжні матеріали, основну і допоміжну заробітну плату і нарахування на них, а також енергію для технологічних цілей та загальновиробничі витрати [60]. Розрахунок їх виробничої собівартості напряду пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення і матеріальними витратами на їх виготовлення

Провівши відповідні розрахунки встановлено, що витрати на виготовлення трубчастого скребкового конвеєра довжиною 5 м/п (потужність електродвигуна $N = 2,2$ кВт, внутрішній діаметр ТСК рівний 100 мм, серійне виробництво) становлять 4670 грн. (вартість матеріалів і робіт на 01.01.2014р.). Враховуючи необхідність отримання 15% прибутку від собівартості та витрати на податки на додану вартість і прибуток відпускна ціна такого ТСК на ринку становитиме 6377 грн.

Експлуатаційні витрати при використанні трубчастих скребкових канатних, пневматичних і гнучких гвинтових конвеєрів за весь термін складатимуться із 4-х видів витрат (параграф 2.5): енергетичних; 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.

Результати укрупнених розрахунків втрат насіння при транспортуванні пов'язаних з травмуванням (пошкодженням) з врахуванням їх усередненої ціни (на 01.01.2014 р.: пшениця – 1980 грн./т; соя – 4050 грн./т; кукурудза – 1440 грн./т.) представлено в табл. 7.4.

Втрати насіння при його транспортуванні по криволінійних траєкторіях
різними видами конвеєрів

Тип конвеєра	Продуктивність конвеєра, т/год.			Травмування (пошкодження) насіння при транспортув., %			Втрати насіння при транспортуванні пов'язані з травмуванням (пошкодженням), грн.					
	пше-ниця	куку-рудза	соя	пше-ниця	куку-рудза	соя	годинні			річні (одна зміна)		
							пше-ниця	куку-рудза	соя	пше-ниця	куку-рудза	соя
Грубчастий скребковий канатний	3,97	4,2	5,2	0,37	0,41	0,5	29,08	24,80	105,3	57296	48850	207441
Гнучкий гвинтовий	6,1	8,05	12,9	1,96	1,41	2,18	236,73	163,45	1138,9	466356	321991	2243714
Гнучкий пневматичний	5,31	5,69	6,2	2,02	1,2	4,03	212,38	98,32	1011,9	418386	193697	1993508

Враховуючи в подальшому недоотримання врожаю, що пов'язано із внесенням в ґрунт травмованого (пошкодженого) насіння, ці втрати будуть, відповідно, більшими в декілька разів.

Укрупнені сукупні витрати (собівартість виготовлення, експлуатації, технічного огляду (ТО) та ремонту) при застосуванні конвеєрів для транспортування по криволінійних траєкторіях насіння представлено в табл. 7.5.

При цьому розрахунок річних сукупних витрат проводився з врахуванням того, що термін експлуатації усіх конвеєрів становить 5 років і в розрахунках приймалась п'ята частина початкової вартості конвеєрів.

Витрати при застосуванні конвеєрів для транспортування по криволінійних
траєкторіях насіння

Тип конвеєра	Витрати, грн.					Витрати при транспортуванні з врахуванням травмування (пошкодження) насіння, грн.					
	ціна	експлуатаційні		на ТО і ремонт		годинні			річні (одна зміна)		
		год.	річні	год.	річні	пшениця	кукурудза	соя	пшениця	кукурудза	соя
Грубчастий скребковий канатний	6380	2,51	4941,9	0,49	957	32,73	28,44	108,94	64470,9	56024,9	214615,9
Гнучкий гвинтовий	7100	4,51	8874,9	0,54	1065	242,5	169,21	1144,71	477715,9	333350,9	2255073,9
Гнучкий пневматичний	15000	8,11	15977,3	1,14	2250	223,15	109,1	1022,71	439613,3	214924,3	2014735,3

Економічний ефект від використання трубчастого скребкового канатного конвеєра в порівнянні з використанням гнучкого гвинтового конвеєра та гнучкого пневматичного конвеєра при транспортуванні по криволінійних траєкторіях насіння, без врахування подальших втрат пов'язаних з його сходженістю, за весь термін експлуатації відповідно становитиме: E_1 – від 635597,6 до 7200477,6 грн.; E_2 – від 1109304 до 8161832 грн.

Економічний ефект від використання трубчастого скребкового канатного конвеєра в порівнянні з використанням гнучкого гвинтового конвеєра та гнучкого пневматичного конвеєра при транспортуванні по криволінійних траєкторіях інших сільськогосподарських матеріалів, пошкодження яких не є важливим, за весь термін експлуатації відповідно становитиме: $E_1 = 70264$ грн.; $E_2 = 20925$ грн.

7.7 Висновки

1. Розроблено нові типи екологічно чистих гнучких канатних і ланцюгових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів в агропромисловому комплексі по криволінійних трасах з забезпеченням екологічно чистого технологічного процесу. Запропонована конструкція спеціального привідного диска ланцюгового конвеєра з обґрунтованими конструктивними параметрами, які можуть використовуватись під час проектування подібних механізмів. Розроблено технологічний процес виготовлення механізму привідного диска трубчастого конвеєра та визначені режими оброблення на верстаті з ЧПК.

2. Приведено розрахунок трубчастого скребкового з просторовою трасою транспортування на трьох ділянках трас: похилих, радіусних і криволінійних ділянках з різними кутами нахилу транспортування і виведена аналітична залежність для визначення необхідної потужності двигуна при заданій швидкості переміщення і продуктивності їх роботи. Визначено довжину шляху переміщення вантажу і висоту підйому. Побудовано графічні залежності потужності гнучкого канатного конвеєра від продуктивності для різних значень кутів нахилу трас транспортування.

3. Приведено розрахунок контактних ланок приводу гнучкого трубчастого канатного конвеєра і визначено зусилля подачі матеріалу з врахуванням маси вантажу і сил тертя. Для забезпечення міцності приводу виведені аналітичні залежності для їх розрахунку і побудовані графічні залежності зміни зусиль кріплення елементів приводу від конструктивних параметрів марок матеріалу.

4. Досліджено вплив основних факторів, які впливають на експлуатаційну надійності і довговічність каната і виведені аналітичні залежності для визначення. Розроблено рекомендації виробництву щодо вибору канатів за умови експлуатаційної надійності і довговічність.

5. Запропоновано методику техніко-економічного обґрунтування ТТМ, що проводиться на основі їх порівняльної оцінки з типовими представниками

машин, які здійснюють однотипні операції й несуттєво відрізняються за основними параметрами. Приведено аналітичні залежності для визначення основних складових техніко-економічної оцінки, зокрема принципи економічного розрахунку собівартості виготовлення та експлуатації ТТМ і їх елементів та економічної ефективності оцінки нових конструкцій ТТМ. Представлено нові конструкції ТТМ які захищені патентами на корисні моделі України. Розроблені на базі запатентованих ідей конструкції ТТМ були впроваджені та передані для використання впродовж 2008 – 2014 рр. “Селянському (фермерському) науково-господарському господарстві “Коваль” (при використанні гнучкого канатного конвеєра), ПАТ “БУЛАТ” (при виготовленні й використанні гнучкого канатного конвеєра), ПАТ “Ковельсільмаш” (при виготовленні стенда для дослідження гвинтових вертикальних робочих органів і використанні стенда для складання ланцюгово-пластинчастих полотен), ТОВ “МРІЯ ПОДІЛЛЯ” (використання гнучкого ланцюгового конвеєра та гнучкого канатного скребкового конвеєра), ПАТ “Рівнесільмаш” (виготовлення гвинтового змішувача, дослідження і використання секційної гвинтової спіралі, виготовлення й використання універсального пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків). Економічний ефект від використання винаходів становив більше 53,6 тис. грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-технічна проблема, яка полягає в розробленні методів проектування й розрахунку конструктивних і технологічних параметрів трубчастих скребкових канатних і ланцюгових, гвинтових секційних і гофрованих конвеєрів для транспортування сипких матеріалів. В основу цього покладено такі результати:

1. Вивчення аналізу літературних джерел показало, що важливість транспортування і змішування сипких матеріалів транспортно-технологічними механізмами сільськогосподарських машин полягає у підвищенні продуктивності, зменшення енергозатрат для фермерських господарств шляхом побудови та реалізації математичних моделей динамічних процесів з різними робочими органами. За результатами структурного синтезу робочих органів сільськогосподарських конвеєрів методом морфологічного аналізу з покращеними техніко-економічними характеристиками встановлено раціональні межі вибору типів транспортних механізмів альтернативної дії для виконання типових сільськогосподарських операцій, запатентовано нові технічні вирішення в кількості 22 шт. Розроблена система кодування й синтезу конструктивних елементів робочих органів з розширеними технологічними можливостями дозволяє при встановленні відповідних обмежень і використанні програмного забезпечення розробити та відібрати конкурентоздатні конструкції, які забезпечують якісне й продуктивне виконання технологічних процесів. Це дозволило зменшити кількість варіантів синтезованих альтернатив у порівнянні з класичною моделлю, що суттєво скорочує терміни проектування транспортних засобів.

2. Запропоновано фізичну модель процесу переміщення сипкого середовища за допомогою каната з приєднаними до нього скребками у вигляді системи пружних одновимірних тіл, які безвідривно переміщують сипке середовище. На основі цього побудовано математичні моделі динамічного процесу, які являють собою нелінійні диференціальні рівняння в частинних

похідних та відповідні крайові умови. Вони описують динаміку системи на горизонтальних та вертикальних ділянках переміщення сипких матеріалів. Розроблено методику аналітичного дослідження динаміки системи рухомий орган – сипке середовище. На її базі отримано математичні співвідношення, які описують закони зміни визначальних параметрів динамічного процесу залежно від фізико-механічних, кінематичних, геометричних параметрів, зовнішніх та внутрішніх чинників.

3. На основі розрахунків з допомогою запропонованої математичної моделі динамічного процесу встановлено такі залежності його параметрів:

- стала складова швидкості поздовжнього руху каната суттєво впливає як на частоту власних її коливань, так і на її амплітуду;

- збільшення сталої складової швидкості поздовжнього руху робочого органу знижує частоту власних коливань, а, отже, і явище резонансу для більших швидкостей поздовжнього руху має місце за менших власних частот вимушуючої сили;

- резонансне значення амплітуди залежить як від геометричних розмірів робочого органу, так і від швидкості її поздовжнього руху;

- величина резонансного значення амплітуди коливань каната у 3–4 рази більша за амплітуду нерезонансних коливань. Отже максимальні динамічні напруження у вказаному випадку значно перевищують динамічні напруження усталеного процесу.

4. Розроблено моделювання процесу формоутворення гвинтових гофрованих заготовок на оправу з обмеженням осьової сили притискання на 20–70% порівняно з плоскими гвинтовими профілями і відносною висотою $b' = 20–25$ і більше. Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху матеріальних частинок у гвинтовому гофрованому конвеєрі, що покращує умови змішування сипких матеріалів. Використання гофрованих шнеків дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу за рахунок зменшення на 16–24 % маси вантажу, що одночасно піддається

транспортуванню порівняно з шнеками, що мають мінімальний змінний крок та на 1-7 % порівняно з шнеками, що мають максимальний постійний крок.

5. Вперше у ймовірнісному аспекті здійснено аналіз точності контактних кроків ТПБЛ з різними варіантами спряжень ступінчастих співвісних валиків з отворами пластин. Встановлено аналітичні співвідношення, які дозволяють (залежно від вибраного варіанта спряжень ступінчастих валиків із отворами пластин) призначити допуски на розмірні параметри валиків і пластин, що зводяться до наступного:

- найбільший вплив на точність контактних кроків ТПБЛ, незалежно від варіанта спряження валиків із отворами пластин, має точність міжцентрової відстані отворів пластин;

- допустимий тиск у шарнірах ланцюгів двоконтурної передачі залежить, у першу чергу, від кількості ланок у її ведучій вітці, точності розмірних параметрів шпонкового з'єднання й допустимого зусилля, яке передається робочою віткою.

6. Запропоновано методику теоретичного дослідження впливу стохастичності розмірних параметрів елементів ТПБЛ на його несучу здатність, що дало можливість встановити такі аналітичні залежності:

- для визначення допустимого корисного зусилля, яке може передаватися на ланцюг, визначені густини розподілу розмірних параметрів ТПБЛ удосконаленої конструкції;

- для визначення коефіцієнта K_m , що враховує нерівномірність навантаження пластин ланцюга, при певних значеннях величиною зазору Δ і пружних пластин;

- для визначення мінімальних, максимальних, найімовірніших значень при певному рівні коефіцієнта K_m .

7. Проведено експериментальні дослідження транспортування сипких матеріалів трубчастими скребковими конвеєрами, що дало можливість встановити наступне:

- максимальна продуктивність досягається при транспортуванні для сипкого матеріалу (гороху, пшениці, кукурудзи, висівки) 3,9...5,6 т/год;
- величина крутного моменту при транспортуванні по криволінійних трасах змінюється в межах від 30,77 Н·м (висівки) до 32,63 Н·м (кукурудза) при лінійної швидкості 0,34 м/с при діаметрі 0,1 м і коефіцієнті заповнення 70%;
- зі збільшенням лінійної швидкості в діапазоні 0,12...0,34 м/с крутний момент зменшується;
- травмування насіннєвого матеріалу є мінімальним і становить 0,2...0,47%, що неможливо досягти іншими транспортними засобами.

8. Розроблено оригінальне стендове оснащення для дослідження технологічних процесів транспортування і змішування сипких матеріалів ГГК і проведено комплекс експериментальних досліджень. При цьому встановлено, що:

- продуктивність зростає прямо пропорційно зі збільшенням кількості обертів і є більшою для ГГК із гофрованими ГРО в порівнянні з секційним ГРО;
- обертальний момент збільшується при зменшенні радіуса кривини магістралі для ГГК з гофрованими (меншою мірою) і секційними (більшою мірою) ГРО, ця залежність має гіперболічний характер;
- зі збільшенням частоти обертання ГРО обертальний момент зменшується. Тому при проектуванні ГГК швидкість обертання ГРО доцільно призначати більшою 200 об/хв, що дозволить зменшити тертя ГРО по кожуху за рахунок його центрування по осі обертання та втягування вантажу в рівномірний гвинтовий рух;
- у технологічних процесах транспортування–змішування із застосуванням ГГК при використанні спіральних ГРО неоднорідність суміші є найвищою (11,4...11,8%), при використанні секційних – значно нижчою (10,8...11,2%), а при використанні гофрованих ГРО є найменшою (9,2...9,5%), що дозволяє ефективно використовувати їх у якості змішувачів у ГГК;

- якість змішування суміші покращується при зростанні довжини траси ГГК до 5 м, після чого неоднорідність суміші стабілізується.

9. Проведено комплексні експериментальні дослідження процесу формоутворення гофрованих гвинтових заготовок із зовнішнім діаметром 80–250 мм на ребро зі стрічки товщиною 0,5–3 мм. Швидкість навивання змінювалася в межах 16–40 м/хв. Порівняльний аналіз зусиль і моментів формоутворення, отриманих експериментальним і розрахунковим шляхом, показав достатню для практики точність розрахунків, похибка яких становила 15–25% при виготовленні ГГЗ зі стрічкових заготовок матеріал: сталі Ст 3 і 0,8кп, товщиною 0,5–3 мм, і шириною до 200 мм. Спроектовано та виготовлено 5 пар ортогональних і неортогональних зубчастих формоутворюючих інструментів із зовнішніми діаметрами в межах 100–350 мм, кількість зубів 17–28, кут нахилу зубів 30–60°, які забезпечили виготовлення ГГЗ з кутом нахилу стрічки до осі спіралі в межах 30–60°, при калібруванні досягається кут 90°. Проведено дослідження впливу параметрів інструментів на конструктивні параметри ГГЗ.

10. Вперше проведено оптимізацію технологічних і конструктивних параметрів робочих органів конвеєрів за допомогою реалізації заданих вище математичних моделей, що дало змогу визначити параметри гвинтового конвеєра залежно від навантажень та умов роботи з одночасним зниженням енергозатрат і підвищенням продуктивності на 22–35%. Розроблено інженерну методику проектування й техніко-економічне обґрунтування ТТМСМ трубчастого скребкового конвеєра, гвинтових робочих органів. Технічна новизна розроблених конструкцій захищена деклараційними патентами України на корисну модель і частково результати досліджень упроваджені на ВАТ “Ковельсільмаш”, ПАТ “БУЛАТ”, в Селянському (фермерському) науково-господарському господарстві “Коваль”, ТОВ “МРІЯ ПОДІЛЛЯ”, ПАТ “Рівнесільмаш”, впроваджено в навчальний процес ТНТУ ім. І. Пулюя.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Аверкиев Ю. А. Технология холодной штамповки / Аверкиев Ю. А. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.
2. Автоматизація виробничих процесів [Текст] / Я.І. Проць, В.Б. Савків, О.К. Шкодзінський, О.Л. Ляшук. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2011. – 344 с.
3. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
4. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: / М.П. Александров // Учебник для вузов. - 5-е изд., перераб. и доп.- М.: Высш.школа, 1979. - 558 с.
5. Алимов О. Д. Теория вертикальных шнековых механизмов / О. Д. Алимов, В. К. Манжосов, М. Т. Мамасаидов. – Фрунзе : Илим, 1978. – 186 с.
6. Алтынбеков Ф. Е. Исследование процесса транспортировки сыпучих грузов вертикальным быстроходным шнеком : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Ф. Е. Алтынбеков. – Л., 1969. – 18 с.
7. Алферов К. В. Бункерные установки / К. В. Алферов, Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1975. – 307 с.
8. Альтшуллер Г. С. Алгоритм изобретения / Г. С. Альтшуллер. – М. : Московский рабочий, 1972. – 296 с.
9. Альтшуллер Г. С. Найти идею. Введение в теорию решения изобретательских задач / Г. С. Альтшуллер. – Новосибирск : Наука, 1986. – 209 с.
10. Андрейчиков А. В. Интеллектуальный метод синтеза технологических инноваций / А. В. Андрейчиков // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – 2003. – №10. – С. 47-62.

11. Андрейчиков А. В. Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения) / А. В. Андрейчиков, О. Н. Андрейчикова. – М. : Машиностроение, 1998. – 478 с.
12. Андронов И. В. Неквазилинейная асимптотика задач о колебаниях балок и пластин на нелинейном упругом основании / Андронов И. В., Буланова Н. С. // Доп. НАН України. – К., 1995. – № 9. – С. 28–30.
13. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – Кн.2. – М.: Машиностроение,
14. Анфилофьев А.В. Определение формы упругой линии гибкого стержня при заданном законе изменения кривизны. //Изв. вузов. Машиностроение. – 2000. -№ 7. – С. 17-22.
15. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560с.
16. Бабарика С.Ф. Технологічні передумови проектування і складання ланцюгового транспортера машин / С.Ф Бабарика, Ляшук О.Л. Заїкін М.М. Гевко І.Б.// Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механіка і електрика сільського господарства» Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». Глеваха, Київська обл. Вип. 93, 2009.
17. Белый И. В. Основы научных исследований и технического творчества / И. В. Белый, К. П. Власов, В. Б. Клепиков. – Х. : Вища школа, 1989. – 200 с.
18. Биргер Й.А., Расчет на прочность деталей машин. Справочник./ Й.А.Биргер, Б.Ф.Штофф, Г.Б. Иосилевич //- М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.
19. Бирюков Б. Н. Машины, создающие машины / Б. Н. Бирюков. – К. : Техніка, 1987. – 143 с.
20. Блэкьер О. Анализ нелинейных систем / Блэкьер О. – М.: Наука, 1969. – 275 с.
21. Богацький В. М. Удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів шнекового дозатора порошкових реагентів для позапічної обробки сталі :

автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.08 «Машини для металургійного виробництва» / В. М. Богацький. – Донецьк, 2004. – 18 с.

22. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Боголюбов Николай Николаевич, Митропольский Юрий Алексеевич. – М.: Наука, 1974. – 501 с.

23. Бойко И.В., Бублик Б.Н., Зинько П.Н. Методы и алгоритмы решения задач оптимизации./- К.: Вища школа, 1983.- 420 с.

24. Бояршинов С.В. Расчет колец и тонких проушин / С.В.Бояршинов // Вестник машиностроения, 1975.- № 7. - С. 13-16.

25. Брагінець М. В. Монтаж, експлуатація і ремонт машин у тваринництві: навч. посібник / М. В. Брагінець, П. В. Педченко, І. Г. Резчик. – К. : Вища шк., 1991. – 359 с.

26. Брушлинский А. В. Мышление и прогнозирование / А. В. Брушлинский. – М. : Мысль, 1979. – 173 с.

27. Бурлака О.А. Результати експериментальних досліджень якості відцентрового розвантаження скребкового елеватора зернозбирального комбайна/ О.А. Бурлака // Збірник наукових праць національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. - Т.IX.- К.: НАУ. - 2000. - С.339-343.

28. Буш Г. Я. Основы эвристики для изобретателей / Г. Я. Буш. – Рига : Знание, 1977. – 164 с.

29. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины./ А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1975. –431с.

30. Вітровий А.О. Визначення конструктивно-силових параметрів гнучких гвинтових конвейерів / А.О. Вітровий // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Том1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 57-59.

31. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого

гвинтового конвеєра / А.О. Вітровий, Р.Б. Гевко //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". -Вип. 4. -Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. -С. 34-36.

32. Василенко П. М. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов / П. М. Василенко, И. И. Василенко. – М. : Агропромиздат, 1985. – 224 с.

33. Василенко П. М. Основы научных исследований / П. М. Василенко, Л. В. Погорелый. – К. : Вища школа, 1985. – 266 с.

34. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П. М. Василенко. – К. : Изд. УСХА, 1960. – 216 с.

35. Васильків В. До питання структурно-векторного синтезу систем машин безперервного транспортування / В. Васильків, О. Дудін // Матеріали сьомої наукової конференції ТДТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2003. – 48 с.

36. 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.

37. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Вентцель Е.С. – М.: Наука, 1969 – с.572.

38. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т. / Под ред. Леванделла. - М.: Машиностроение, 1989. - Т.4. - 420 с.

39. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т.- М.: Машиностроение, 1989. – Т.4.– 420 с.

40. Винт винтового конвейера: А.с. 1645220 СССР, МКИ F16D 7/02. / Л.Н.Данильченко, Б.М.Гевко, С.Г.Нагорняк, Е.В.Гашин (СССР). - № 4601009; Заявлено 01.11.1988; Опубл. 03.01.1991, Бюл. № 16.- 2 с.

41. Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату : автореф. дис. на здобуття наук.

ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / А. О. Вітровий. – Тернопіль, 1999. – 20 с.

42. Воробьев Н. В. Цепные передачи / Н. В. Воробьев // – М.: Машиностроение, 1968.-252 с.

43. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины./ В.Ф. Гайдамака – К.: Вища школа. 1989. – 326с.

44. Гащук П. М. Вимушені коливання рухомих одновимірних нелінійно-пружних систем і метод Ван-дер-Поля у їх дослідженні / Гащук П. М., Назар І. І. // Наук. вісник: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ, 2007. – Вип. 17.1. – С. 300–304.

45. Гащук П. М. Вплив імпульсних сил на нелінійні коливання гнучких робочих елементів приводу у резонансному випадку / Гащук П. М., Назар І. І. // Наук. вісник: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ, 2007. – Вип. 17.7. – С. 136–141.

46. Гевко Б. Дослідження сили натягу канатів при роботі натяжних машин / Б. Гевко, О. Ляшук, І. Гевко, О. Колеснік, І. кучвара // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2012. - Т.66, №2. – С. 107-114.

47. Гевко Б. М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: автореф. дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук: спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и милиоративные машины» / Б. М. Гевко. – Ростов-на-Дону, 1987. – 45 с.

48. Гевко Б. М. Особливості виготовлення гвинтових гофрованих заготовок / Б. М. Гевко, С. Г. Білик, А. П. Драган // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Луцьк, 2007. - №2. – С. 63-69.

49. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков / Б. М. Гевко. – Львов : Вища школа, 1986. – 128 с.

50. Гевко Б. М. Технологія сільськогосподарського машинобудування: навч. посіб / Б. М. Гевко, І. Б. Гевко, Д. Л. Радик. – К. : Кондор, 2006. – 496 с.

51. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.
52. Гевко Б. М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – № 5. – С. 109–114.
53. В.М. Nevko, O.L Lyashuk., L.R.Rogatinska, Y.M. Tarasyuk – HIGH –SPEED CONVEYOR parameters optimization. `INMATEH «Agricultural Engineering » vol 43, no. 2 / 2014. PP. 103-111, Bucharest. ISSN 2068-2239.
54. Гевко, Б.М. Оптимізація параметрів швидкохідних конвеєрів [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Л.Р. Рогатинська // Вісник інженерної академії України. – 2014. – Вип.2. – С.169–175.
55. Гевко Б.М. Математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток каната трубчастого скребкового конвеєра [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук // Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2013. – Вип.98. – С.501–509.
56. Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І. Б. Гевко, А. О. Вітровий, О. Я. Гурик // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.
57. Гевко І. Б. До питання змішування сипких матеріалів / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець // Тези доповідей на шостому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. – Львів, 2003. – С. 84.
58. Гевко І. Б. До питання моделювання гофрованих гвинтових робочих органів машин / І. Б. Гевко // Збірник наукових праць ДДМА: «Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем». – 2010. – Вип. 26. – С. 373-377.
59. Гевко І. Б. Дослідження конструктивно-технологічних параметрів зони перевантаження гвинтових транспортно-технологічних систем / І. Б. Гевко,

О. Я. Гурик // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – 2000. – Т. 8. – С. 184–190.

60. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 464 с.

61. Гевко І. Б. Розрахунок параметрів гвинтових гофрованих робочих органів / І. Б. Гевко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2007. – Вип. 59, Т. 1, С. 98–102.

62. Гевко І. Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник / І. Б. Гевко, Б. М. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2010. – 199 с.

63. Гевко І. Б. Методика розрахунку інструментів для формування гвинтових гофрованих робочих органів / І. Б. Гевко, А. П. Драган // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2007. – Т. 1, Вип. 59. – С. 124–128.

64. Гевко Р. Б. Визначення експлуатаційних параметрів робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / Р. Б. Гевко, А. І. Пік // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 1998. – Вип. 4. – С. 101–106.

65. Гевко Р. Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин. Конструювання і розрахунок / Р. Б. Гевко. – Тернопіль : Поліграфіст, 1997. – 120 с.

66. Гевко Р. Б. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом / Р. Б. Гевко, І. О. Павлова, А. О. Вітровий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2005. – Вип. 13. – С. 137–146.

67. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ / Х. Герман. – Л. : Машиностроение, 1975. – 230 с.

68. Глазков В.С. Расчет напряжений в широких проушинах звеньев цепей конвейеров. / В.С.Глазков, А.Й.Сурков // - М.: Труды ВНИИМЕТМАШ, 1972,- №. 30. - С.221-226.
69. Глущенко И. П. Основы проектирование цепных передач с втулочно-роликовыми цепями / И. П. Глущенко. – Львов: Львовский государственный университет, 1964 – 226с.
70. Глущенко И.П. Цепные передачи / И.П Глущенко., А.А Петрик. – Киев: Техника, 1973. – 104с.
71. Глущенко І.П. Про розмірність кроків ланок роликів ланцюгів з прямими пластинами // Глущенко І.П. Роликові ланцюгові передачі. – Львів: ЛДУ, 1966. – №12. – с.4-9.
72. Глущенко И. П. О зависимости жест кости тяговой пластинчатой цепи от её шага / И. П. Глущенко // Научные записки ЛПЧ, вып. XVII, серия механическая, сб. 4.1953.
73. Головчук А.Ф. та інші. Машини сільськогосподарські. К.: Грамота, 2005. – 575 с.
74. Гортинский В. В. Процессы сепарирования на зернообработывающих предприятиях / [В. В. Гортинский и др]. – М. : Колос, 1980. – 120 с.
75. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. / А.А.Готовцев, И.П. Котенок // М.: Машиностроение, 1982. - 386 с.
76. Готовцев Б. Н. Механизация монтажных работ в животноводстве / Б. Н. Готовцев, В. И. Дубов. – М. : Агропромиздат, 1991. – 316 с.
77. Гоффман О. Введение в теорию пластичности для инженеров / Г. Закс, О. Гоффман ; [пер. с англ. под. ред. З. И. Григолюка]. – М. : Машгиз, 1957. – 279 с.
78. 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.

79. 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.
80. Григор'єв А.М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
81. Григор'єв А. М. Гибкие шнеки / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенский. – К. : Знание, 1967. – 98 с.
82. Григор'єв А. М. К вопросу оценки затрат мощности транспортирующими шнеками / А. М. Григорьев, Н. К. Штуков // Вестник сельскохозяйственной науки. – 1972. – №1. – С. 43–48.
83. Гробов В. А. Асимптотические методы расчета изгибных колебаний валов турбомашин / Гробов Валериан Александрович. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 165 с.
84. Груздев И. Э. Теория шнековых устройств / И. Э. Груздев, В. Г. Мирзоев, В. И. Янков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 164 с.
85. Гузенков П.Г. Детали машин./ П.Г. Гузенков // - М.: Высшая школа, 1975.- 464 с.
86. Гун Г. Я. Теоретические основы обработки металлов давлением / Гун Г. Я. - М. : Металлургия, 1980. – 456 с.
87. Гурвич В. Е. Разработка, определение параметров и внедрение в производство процесса холодной вальцовки спиралей шнеков сельскохозяйственных машин : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : спец. 05.03.01 «Процессы механической обработки» / В. Е. Гурвич. – М., 1985. – 20 с.
88. 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.

89. Гурик О. Я. Технологічні основи формоутворення гофрованих гвинтових заготовок / О. Я. Гурик, А. П. Драган // Сільськогосподарські машини. – Луцьк, 2004. – № 12. – С. 43-49.
90. Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л. В. Гячев. – М. : Машиностроение, 1968. – 184 с.
91. Gevko I.B., Lyashuk O.L., Rogatinska L.R., Zolotuy R.Z., Lyubachivskyy R.O. (2013). – INVESTIGATION OF THE RADIUS OF BENDING FOR FLEXIBLE SCREW SECTIONAL CONVEYER, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 40, no. 2/2013 pg. 5-13, Bucharest.
92. Данильченко Л. М. Технологічне забезпечення точності формоутворення витих заготовок: дис. канд. техн. наук : 05.02.08 / Данильченко Лариса Миколаївна. – Львів, 2000. – 175 с.
93. Дарков А.В., Сопротивление материалов. / А.В.Дарков, Г.С.Шпиро // - М. Высшая школа, 1939. - 624 с.
94. Джонс Д. К. Методы проектирования / Д. К. Джонс [пер. с англ. 2-е изд.]. – М. : Мир, 1986. – 326 с.140
95. Дідух В. Ф. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органічно-мінеральних добрив / В. Ф. Дідух, В. В Сацюк // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк, 1999. – Вип. 5. – С. 89–92.
96. Дмитрів Д. В. Опис періодичних (гофрованих) поверхонь робочих органів гвинтових змішувачів / Д. В. Дмитрів // Зб. наук. пр. Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". - К., 1997. – Т. 3. – С. 64 – 66.
97. Дмитрів Д. В. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів малогабаритних кормозмішувачів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / Д. В. Дмитрів. – Тернопіль, 2001. – 179 с.
98. Дмитрів Д. В. Технологічні основи виготовлення спіралей шнеків із змінними параметрами для гвинтових змішувачів / Д. В. Дмитрів // Зб. наук. пр.

Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". – К., 1997. – Т.1. - С. 71 - 73.

99. Довідник з механізації кормовиробництва / За ред. В. Ю. Поєдинка. – К. : Урожай, 1980. – 216 с.

100. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./ В.Д.Мягков, М.А.Малей, А.Б.Романов, В.А.Бранигский. – 6-е изд., перераб и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1982. – Ч.1. – 543 с.

101. Доценко П. Д. О колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода / Доценко П. Д. // Прикладная механика. – 1971. – Вып. 3. – С. 85–91.

102. Драган А. П. Обґрунтування конструктивних параметрів формувальних інструментів для гофрованих заготовок / А. П. Драган, А. Є. Дячун // Надійність інструменту та оптимізації технічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, 2004. - № 16. – С. 97-101.

103. Драган А. П. Обґрунтування параметрів технологічного процесу виготовлення гофрованих гвинтових заготовок / А. П. Драган, А. Є. Дячун // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – Вінниця, 2006. - № 25. – С. 187-193.

104. Драган А. П. Результати експериментальних досліджень формоутворення гвинтових гофрованих заготовок / А. П. Драган, А. Є. Дячун // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль, 2006. - Т.11, №3. – С. 86-91.

105. Драган А. П. Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: дис. канд. техн. наук : 05.02.08 / Драган Андрій Петрович. – Тернопіль, 2007. – 183 с.

106. Дубиняк С.А. О влиянии разномерности шигов и звеньев на движение ветви цепной передачи // Дубиняк С.А., Зубченко И.И. и др. Роликовые цепи передачи. – Львов: ЛДУ, 1966. – №12. – с.41-46 .

107. Дубиняк С.А. Вплив динамічних навантажень у ведучій вітці ланцюга на довговічність роботи ланцюгової передачі. / С.А.Дубиняк, І.І.Зубченко, Р.І.Шпак // Вісник ЛПИ. Питання матеріалознавства і технології машинобудування . - 1973.- № 74.
108. Дубиняк С.А. Расчет роликовых цепей на ударную стойкость / С.А.Дубиняк, И.И. Зубченко // Вестник ЛГИ. Вопросы материаловедения й технологій машкостроения. 1973.- № 7438
109. Дубиняк С.А. Рядная разноразмерность и нагрузочная способность двухрядных цепей с ориентированными втулками / С.А.Дубиняк, П.Д.Кривий, А.В.Куцевич // Вестник машиностроения. 1984. № 10. – С. 14-16.
110. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / Душинський В. В.– К. : НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.
111. Дячун А. Є. Моделювання поверхні гвинтових гофрованих заготовок / А. Є. Дячун // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Х., 2007. – №51. – С. 326-331.
112. Дячун А. Є. Технологічні основи виготовлення гвинтових гофрованих заготовок методом навивання / А. Є. Дячун // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – Луцьк, 2007. – №15. - С. 124-129.
113. Евневич А.В. Грузоподъёмные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов. - М.: Машиностроение, 1968. - 350 с.
114. Евневич А.В. Грузоподъёмные и транспортирующие машины. – М.: Транспорт, 1975.–312с.
115. Елманов В. Д. Обоснование параметров и разработка функциональных элементов шахтных скребковых конвейеров нового уровня качества. - .Автореферат диссертация докт. техн. наук. / В. Д Елманов. – Кемерово, 1995. - 38с.

116. Жислин Я. М. Оборудование для производства комбикормов, обогатительных смесей и премиксов / Я. М. Жислин. – 2-е изд., доп. и перероб. – М. : Колос, 1981. – 319 с.
117. Жуков К.П. Исследование качества и износостойкости приводных роликовых цепей. Автореферат канд. диссертации./ К.П. Жуков М.: Мосстанкин. 1965.15
118. Завражнов А. И. Механизация приготовления и хранения кормов / А. И. Завражнов, Д. И. Николаев. – М. : Агропромиздат, 1990. – 336 с.
119. Зажигаев Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигаев, А. А. Кишьян, Ю. И. Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 258 с.
120. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузив / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1973. – 220 с.
121. Зенков Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1972. – 182 с.
122. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта : Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности Подъемно-транспортные машины и оборудование / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов // – 2-е изд., перер. и доп. – М.: Машиностроение , 1987. – 432 с.
123. Зубцов М. Е. Листовая штамповка / Зубцов М. Е. – Л. : Машиностроение, 1980. – 432 с.
124. Зубченко І.І. Кінематика і динаміка ланцюгових передач. // Зубченко І.І., Дубиняк С.Г., Рибак В.Е. – Львів: Вид-во Львівського університету, 1972 – 122с.
125. Зуев И. М. Монтаж, эксплуатация и ремонт машин в животноводстве / И. М. Зуев, Э. П. Сорокин, А. В. Шпыро. – М. : Агропромиздат, 1988. – 447 с.
126. Зуев Ф.Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий./ Ф.Г.Зуев, Н.А.Лотков, А.И Полухин// - М.: Колос, 1978. - 264 с.
127. Иванов А.И. Машины для комплексной механизации погрузочно-

- разгрузочных работ с зерном./ А.И.Иванов., А.Я.Лейкин, Э.С. Хувес и др.// - М.: Колос, 1964. - 244 с.
128. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет ПТМ./ Ф.К. Иванченко–К.: Вища школа, 1983.-351 с.
129. Ивашков И. И. Исследование работы тяговых пластинчатых цепей / И. И. Ивашков // – М.: Труды ВНИИПТУМАШ, 1958. – с.47 – 58.
130. Ивашков И. И. Пластинчатые цепи. Конструирование и расчет / И. И. Ивашков //- М.: Госнадчтехиздат, 1960. – 264 с.
131. Ивашков И. И. Геометрический расчет и построение открытошарнирной цепи с прямыми пластинами / И. И. Ивашков. Цепные передачи и приводы: Краснодар: Кубанский государственный университет, 1979. – с.68-72.
132. Израйлевич М Л. Зарубежные конструкции конвейеров с погружёнными скребками и вибрационных. / М Л. Израйлевич - М.: НИИинформтяжмаш, 1974. - 30 с.
133. Израйлевич М.Л. Конвейеры с погружёнными скребками./ М Л. Израйлевич, Б.Я. Гиндин// - М.: Машиностроение, 1970. - 144 с.
134. Ильюшин О. А. Пластичность.Ч.1. / Ильюшин О. А. - М.-Л.: ГТИ, 1984.- 346 с.
135. Иванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини / Ф.К. Иванченко // – К.: Вища школа, 1993, – 414 с.
136. Казачковський Н. Н. Програма 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.
137. Калиняк М. І. Вільні поперечні коливання одного класу систем з урахуванням недосконалої пружності матеріалу / Калиняк М. І., Барвінський А. Ф. // Доповіді НАН УРСР. – 1977. – № 5. – С. 435–439.

138. Капаціла Ю. Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Ю. Б. Капаціла. – Луцк, 1999. – 18 с.
139. Каудерер Г. Нелинейная механика / Каудерер Г.; [пер. с нем. Я. Г. Пановко]. – М.: ИЛ, 1961. – 777 с.
140. Качанов Л. М. Основы теории пластичности / Качанов Л. М. – М. : Гостехтеориздат, 1956.– 324 с.
141. Киреев В. Н. К вопросу износа шарниров тяговых цепей при работе в абразивной среде / В. Н. Киреев // В кн. «Вопросы механизации строительных и дорожных работ» Изд-во Харьковського университета . – 1958 с.
142. Корнеев Г. В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. Теория и проектирование / Г. В. Корнеев. – К. : Машгиз, 1961. – 231 с.
143. Кроп Л. И. Обработка и хранение семенного зерна./ Л. И. Кроп Москва.: Колос. 1974. – 176с.
144. Кирия Р.В. Определение величины и направление скорости отрыва частиц от барабана в процессе разгрузки материала ленточного конвейера //Повышение надёжности горных машин. - Киев: Наук, думка. - 1991. - С.45-51.
145. Кищенко А. И. Исследование винтового конвейера с импульсным вращением : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : 05.05.05 «Подемно-транспортные машины» / А. И. Кищенко. – Челябинск, 1972. – 22 с.
146. Кіндрацький Б. І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій / Б. І. Кіндрацький // Вісник ТДТУ. –2003. – Т. 8. – № 1. – С. 73–82.
147. Кіндрацький Б. І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій / Б. І. Кіндрацький, Г. Т. Сулим. – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2003. – 280 с.

148. Ковальский Б.С. Расчет канатных барабанов грузоподъемных машин / Б.С. Ковальский.- Науч. Тр. ВНИИПТмаш. – 1976.–№6.–с.87-125.
149. Ковальский Б.С. Расчет проушин / Б.С.Ковальский, Ф.Ф. Сороковенко // Вестник машиностроения. 1969. - № 10. - С.7 - 10.
150. Комаров М. С. Динамика машин и механизмов / М. С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 341 с.
151. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.
152. Кораблев А.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / А.И. Кораблев, Д.Н. Решетов // под редакцией доктора технич. наук., профессора Д.Н. Решетова – М.: Машиностроение, 1968. – 288 с.
153. Кордонский Х. Б. Приложение теории вероятностей в инженерном деле / Х. Б. Кордонский // – М.: Л.: Госиздат физико-математич. литературы, 1963. – 434 с.
154. Корнієнко В. Ф. Нелінійні коливання гнучких в'язкопружних елементів конструкцій при взаємодії з зовнішнім середовищем: автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.23.17 / В. Ф. Корнієнко. – // Київ., Нац. університет будівництва і архітектури, 2002. – 19 с.
155. Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике / Джулиан Коул; [пер. с англ. А. И. Державиной и В. Н. Диесперова. Под ред. [и с предисл.] О. С. Рыжова]. – М.: Мир, 1972. – 276 с.
156. Кошелев А. Н. Производство комбикормов и кормовых смесей / А. Н. Кошелев, Л. А. Глебов. – М. : Агропромиздат, 1986. – 176 с.
157. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины / В. В. Красников. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.
158. Кривий П. Статистична оцінка відхилень від круглості циліндричних поверхонь втулок приводних роликів ланцюгів крматорського виробництва / П. Кривий, Н. Тимошенко, А. Сенік, О. Ляшук // Матеріали Міжнародної науково-технічної молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних

технологій – Тернопіль 19-20 грудня 2012» – Тернопіль: ТНТУ, 2012. – С.134-136.

159. Petro Kryvyi, Oleg Lyashuk, Petro Kryvins'kyi and Maroš Korenko. – Influence of dimensional parameters stochastics of hauling laminated bushless chain elements of improved construction on its bearing capacity. In acta technologica agriculturae, 2014, no. 3, P.61–65, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555.

160. Кривий П.Д. Методи визначення несучої здатності приводних роликів і тягових пластинчастих ланцюгів [Текст] / П.Д. Кривий, О.Л. Ляшук // Науковий журнал «Технологічні комплекси». – 2013. – Вип.2(8). – С.39–51.

161. Petro P.Kryvy, Ihor M.Bey, Oksana I.Shymanska, Petro Kryvy. Probability of load-carring ability of two-profile chain drives/ Proceedings of ASME DETS 2000: 8th International ASME Power Transmission and Gearing Conference September 10-13, 2000, Baltimor, Maryland. – p.172-177.

162. Кривий П.Д., Нагрузочная способность параллельно-рядной передачи, оснащенной двумя цепями./ П.Д.Кривий, С.А.Дубиняк, А.В.Куцевич, И.И.Зубченко // Тернопольский приборостроит. ин-т, Тернополь, 1993.- 10 с.: Библиогр.: 2 назва. - Рус. - 01.04.93. Деп. в ГНТБ Украины, Т 691. Ук93.

163. Кривий П. Несуча здатність двоконтурних паралельно – рядних ланцюгових передач / П. Кривий, С. Дубиняк, А. Куцевич // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 4, число 3. 1999. – с.102-108.

164. Кривый П.Д. Работоспособность приводных роликковых и втулочных цепей с ориентированными свернутыми втулками [Текст]: / автореферат дис. на соискание степени кандидата технических наук. спец.: 05.02.02 / П.Д. Кривый. – Львов, 1990. – 18с.

165. Кривый П.Д. Работоспособность приводных роликковых и втулочных цепей с ориентированными свернутыми втулками: дисс. канд. техн. наук : 05.02.02 / Кривый Петр Дмитриевич. – Львов, 1990. – 252 с.

166. Кривый П.Д., Ляшук О.Л., Бондаренко А.Л. Методика определения вероятностной жесткости звеньев тяговой пластинчатой цепи на основе теории малой выборки. Международный симпозиум «Современные проблемы создания и производства механических передач» Москва, 13 ноября 2012г.
167. 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.
168. Кузнецов Ю. М. Использование эвристических приемов в работе конструктора станочной оснастки / Ю. М. Кузнецов. – М. : УТПМ, 1992. – 86 с.
169. 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.
170. Кузьо І. В. Вплив поздовжнього руху на поперечні коливання нелінійних пружних систем / Кузьо І. В., Сокіл Б. І. // Вибрації в техніці і технологіях. – 2000. – № 2 (14). – С. 44–46.
171. Кузьо І. Дослідження динамічних процесів одновимірних нелінійно пружних середовищ / Кузьо І., Сокіл Б., Зубрицький А. // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур. – Львів, 2000. – Т. 2. – С. 263–266.
172. Кукибный А.А. Механизация транспортирования насыпных грузов./ А.А. Кукибный. - К.: ГОСИЗДАТ, 1963.-240 с.
173. Кукта Г. М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г. М. Кукта. – М. : Агропромиздат, 1987. – 303 с.
174. Кукта Г. М. Методика определения неравномерности смешивания кормов / Г. М. Кукта // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – Киев, 1985. – № 1. – С. 44–46.
175. Кукта Г. М. Удосконалення експлуатації машин і обладнання тваринницьких ферм та комплексів / [Г. М. Кукта, В. П. Гейфман, В. І. Дешко та ін.]; за ред. Г. М. Кукти. – К. : Урожай, 1989. – 224 с.
176. Курант Р. Уравнения с частными производными / Курант Р.; [пер. с англ.

- Т. Д. Вентцель. Под. ред. О. А. Олейник]. – М.: Мир, 1964. – 830 с.
177. Курейчик В. М. Математическое обеспечение конструкторского и технологического проектирования с применением САПР / В. М. Курейчик. – М. : Радио и связь, 1990. – 352 с.
178. Куцин Л. М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах: автореф. дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук: спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и милиоративные машины» / Л. М. Куцин. – Ростов-на-Дону, 1982. – 38 с.
179. Ланцюгові приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови (ГОСТ 13568-97 (USO 606-94), IDT) ДСТУ ГОСТ 13568: 2006 (UCO 606-94), (ISO 606:1994,NEQ) Видання офіційне. К.: Держспоживстандарти України, 2007. - 22с.
180. Лейбензон Л. С. Курс теории упругости / Лейбензон Л. С. - М. : Гостехтеориздат, 1947. – 464 с.
181. Лещук Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів / Р. Лещук, І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т. 8, № 4. – С.56–61.
182. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Автореферат кандидатської дисертації./ Р.Я. Лещук. Львів, 2004, 20 с.
183. Липкович Э.И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов. / Э.И Липкович. - Зеленоград, 1973. - 160 с.
184. Лінник М. К. Розробка і дослідження забірно-змішуючого органу мобільного змішувача-навантажувача безперервної дії / М. К. Лінник, І. П. Вітрух // Збірник наукових праць Національного аграрного університету

«Механізація сільськогосподарського виробництва». – К., 2000. – Т.8 – С. 435–444.

185. Ловейкін В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В. С. Ловейкін, А. П. Нестеров – Луганськ : Вид-во СНУ, 2002. – 387 с.

186. Л. Р. Рогатинська Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів / Л. Р. Рогатинська, Ю. В. Дудун, О. Р. Рогатинська, М. Б. Клендій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2006. – Т. 2, № 44 „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – С. 258–264.

187. Ловейкін В. С. Оптимізація усталеного руху механізмів з нелінійною функцією положення ланок / В. С. Ловейкін // Праці I Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – I». – Тернопіль, 2004. – С. 158–162.

188. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 181–195.

189. 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.

190. Ловейкін В. С. Моделювання та керування навантаженням гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Праці I Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – I». – Тернопіль, 2004. – С. 163–169.221

191. Ловейкін В. С. Оптимальний динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів і машин / В. С. Ловейкін // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – 2004. – Вип. 21. – С. 9–19.222

192. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8–15.

193. Луців І. Вплив орієнтації згортних втулок на міцність пресових з'єднань втулка-пластина приводних роликів і втулкових ланцюгів / І. Луців, П. Кривий, П. Кривінський // Вісник ТДТУ. – 2009. – Том 14. – №2. – С. 50-56.3
194. Любін М.В. Механізація транспортуючих та вантажопідйомних робіт./ М.В. Любін, П.С. Берник– Київ – Вінниця : Урожай, 1996. -191с.
195. Oleg LYASHUK Andriy DYACHUN, Roman ZOLOTUY, Olexandr OLEKSYSHYN, Yroslav ZAMORA, Zdenko TKÁČ. 2013. – Results of Experimental Research of Granular Materials Transportation by Tubular Scraper Conveyors. In acta technologica agriculturae, 2013, no. 4, p.101-105, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555.
196. Ляшук О.Л. Новые конструкции тяговых пластинчатых цепей [Текст] / О.Л. Ляшук, П.Д. Кривый, А.Л. Бондаренко, П.П. Кривинский // Международный инженерный журнал «Приводы и компоненты машин». – 2013. – Вып.4. – С.2–5.
197. Ляшук О.Л. Дослідження динаміки привода гвинтового конвеєра з вібраційною муфтою [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.В. Комар, І.Б. Гевко, Р.О. Любачівський // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2012. – №3. – С.226–236.
198. Ляшук О. Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насінневого матеріалу по криволінійних траєкторіях [Текст] / О. Ляшук, Ів. Гевко, Ю. Тарасюк // Вісник ТНТУ. – 2014. – Т.74, №2. – С.137–143.
199. Ляшук О. Методика розрахунку навантажувальної здатності зачеплення ланки ланцюгового конвеєра [Текст] / О. Ляшук, Р. Комар, В. Диня, О. Олексишин // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т.16, №1. – С.90–96.
200. Ляшук О.Л. Дослідження резонансних коливань гнучких трубчастих скребкових конвеєрів двомірних елементів [Текст] / О.Л. Ляшук // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – 2013. – Вип.2(37). – С.73–78.

201. Ляшук О.Л. Основні ідеї методу Ван-Дер-Поля для коливань поздовжньо-рухомих привідних канатів транспортерів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.З. Золотий // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2013. – №2(9). – С.197–205.
202. Ляшук О.Л. Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів машин [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.О. Любачівський, І.М. Кучвара // Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2013. – №68. – С.25–31.
203. Ляшук О.Л. Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра [Текст] / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський // Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2013. – №69. – С.45–50.
204. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів [Текст] / О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун // Збірник наукових праць ВНАУ. – 2013. – Вип.2(79). – С.17–24.
205. Ляшук О.Л. Визначення конструктивних параметрів привода ланцюгового конвеєра [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, П. Босюк // Збірник наукових праць ВНАУ. – 2013. – Вип.2(79). – С.10–16.
206. Ляшук О.Л. Технологічні передумови проектування і складання ланцюгового транспортера машин [Текст] / О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, С.Ф. Бабарика, М.М. Заїкін // Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2009. – Вип.93. – С.401–407.
207. Ляшук О.Л. Підвищення експлуатаційної надійності і довговічності гнучких гвинтових робочих органів СГМ [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, А.І. Пік, І.Я. Новосад // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – 2010. – Вип.100. – С.185–190.
208. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень формоутворення гвинтових гофрованих заготовок методом навивання [Текст] / О.Л. Ляшук, А.П.

Драган, А.Є. Дячун // Вісник Харківського національного технічного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2010. – Вип.93. – С.106–111.

209. Ляшук О.Л. Розроблення математичної моделі та обґрунтування параметрів гнучких канатних конвеєрів [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, М.П. Мартинців, О.М. Удовицький // Збірник науково-технічних праць. «Науковий вісник НЛТУ України». – 2010. – Вип.20.10. – С.284–288.

210. Ляшук О.Л. Коливання канатів гнучких конвеєрів для транспортування насипних вантажів. [Текст] / О.Л. Ляшук // Збірник науково-технічних праць. «Науковий вісник НЛТУ України». – 2010. – Вип.20.9. – С.84–88.

211. Ляшук О.Л. Стендове обладнання для дослідження характеристик гвинтових робочих органів машин твердих добрив [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. –2010. – Вип.26. – С.390–397.

212. Ляшук О.Л. Технологічні передумови виготовлення привідних зірочок трубних конвеєрів [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, А.В. Матвійчук, В.І. Диня // Збірник наукових праць Житомирського державного технологічного університету. – 2011. – Вип.11. – С.72–81.

213. Ляшук О.Л. Особливості розрахунку вертикального трубчастого ковейера [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, В.І. Солтисюк, О.В. Фльонц, О.В. Олексишин // Міжвузівський збірник. Наукові нотатки. – 2011. – Вип.35. – С.46–50.

214. Ляшук О.Л. Розрахунок трубчастого скребкового конвеєра з просторовою трасою [Текст] / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, О.В. Олексишин // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2012. – Вип.120, Т.1. – С.144–149.

215. Ляшук О.Л. Вплив точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багатоконтурних ланцюгових передач [Текст] / О.Л. Ляшук // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2011. – №2(5). – С.217–227.

216. Ляшук О.Л Синтез технологічного оснащення для навивання гвинтових заготовок [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, І.М. Кучвара, І.І. Брощак // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2013. – Вип.40. – С.37–44.
217. Ляшук О.Л Результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових заготовок [Текст] / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, І.Б. Гевко, І.М. Кучвара // Збірник наукових статей. – 2013. – Вип.21, Т.1. – С.53–60.
218. Ляшук О.Л. Синтез транспортно-технологічних систем з гнучким канатним і ланцюговим робочим органам [Текст] / О.Л. Ляшук, В.І. Бадищук, О.О. Олексишин // Збірник наукових статей. – 2013. – Вип.21, Т.1. – С.251–261.
219. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром [Текст] / О.Л. Ляшук, Ів. Гевко, А.Є. Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету. – 2013. – Вип.17. – С.187–193.
220. Ляшук О.Л. Визначення конструктивних параметрів секційних гвинтових конвеєрів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.В. Комар, Р.О. Любачівський, І.М. Кучвара // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – Вип.146. – С.25–28.
221. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень неоднорідності змішування сипких матеріалів гвинтовим гофрованим робочим органом [Текст] / О.Л. Ляшук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – Вип.144. – С.117–122.
222. Ляшук О.Л. Дослідження динамічного процесу транспортування сипких матеріалів [Текст] / О.Л. Ляшук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2014. – Вип.44. – С.164–168.
223. Ляшук О.Л. До питання навивання гвинтових транспортних елементів сільськогосподарських машин. / О.Л.Ляшук, В.З.Гудь, В.Б. Левенець// Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства

імені Петра Василенка. Випуск 75 “Механізація сільськогосподарського виробництва” Харків: Вип.75, Том 1. 2008 – С.21-26.

224. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових заготовок/ О.Л. Ляшук, Б.М.Гевко, І.Б. Гевко, І.М. Кучвара // Збірник наукових статей. Луцький національний технічний університет Випуск 21, том 1 «Сільськогосподарські машини» Луцьк.: 2013 - С. 53-60.

225. Макаров Ю. И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю. И. Макаров. – М. : Машиностроение, 1973. – 216 с.

226. Максимович Я.А. Про вплив різнорозмірності роликів на контактний крок роlikової передачі // Максимович Я.А. Роликові ланцюгові передачі. – Львів: ЛДУ, 1966. - №12. – с.21-29.

227. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник / В.О. Малащенко// - Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.

228. Малащенко В.О. Дослідження перехідних процесів роботи приводів транспортуючих і вантажопіднімальних машин із канатною тягою./ В.О.Малащенко, М.П.Мартинців, В.В. Бариляк // Науково – технічний та виробничий журнал. «Підійомно – транспортна техніка». – Дніпропетровск, 2004. -№4. – С. 41-48.

229. Малиновский В.А. Стальные канаты./ В.А.Малиновский Одесса, Астропринт, 2001.-183с.

230. Малиновский В.А. Стальные канаты, ч.1;2./ В.А.Малиновский – Одесса: 2001.–188с.; 2002.–180с.

231. Мамед-Заде О.А. Снижение концентрации напряжений в проушинах пластин роlikових цепей / О.А.Мамед-Заде // Вестник машиностроения. – 1979 - № 7.

232. Манпиль Л.И. Определение коэффициента мгновенного трение клубней по рабочей поверхности // Механизация и электрификация сельского

хозяйства- №12. - М.: Агропромиздат. - 1986,- С. 28-29.

233. Мартинців М.П. Розрахунок основних параметрів підвісних канатних лісотransпортних установок. / М.П. Мартинців – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.

234. Мартинців М.П. Динаміка канатних лісотransпортних установок з програмним керуванням. / М.П. Мартинців, В.В.Барилляк, М.В. Боженко//Вісник НУ "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, № 539. - Львів, 2005. -72-75 с.

235. Мартинців М.П. Дослідження коливань штучних щогл канатних лісотransпортних установок / М.П. Мартинців, І.В.Бичинюк // Науковий вісник. 36. наук.-техн. пр. Вип.. 17.1. -Львів:НЛТУ Україна, 2007. -86-91с.

236. Мартинців М.П. Вибір сталевих канатів для оснащення підвісних лісотransпортних установок./ М.П. Мартинців, І.В.Бичинюк, М.В. Матіішин //Сб. Науч. Тр. Стальные канаты №5. -Одесса: Астропринт, 2007. -175-182 с.

237. Мартинців М.П. Розробка математичних моделей та аналіз роботи канатних лісотransпортних систем./ М.П. Мартинців, В. М. Мартинців // Машинознавство. – 2001. – №3. – с.40-45.

238. Мартинців М.П. Особливості розрахунку приводів підвісних канатних лісотransпортних систем./ М.П. Мартинців, О.М. Удовицький // Науковий вісник. Збірник науково – технічних праць. Вип. 93. – Львів. УкрДЛТУ, 1999. с. 31-36.

239. Мартинців М.П. Дослідження перехідних процесів роботи, привідної системи канатної установки./ М.П. Мартинців, О.М. Удовицький, В. М. Мартинців // Науковий вісник. Лісівницькі дослідження в Україні. Вип. 9. 12. – Львів: УкрДЛТУ, 1999. – с. 277-286.

240. Мартинців М.П. Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів./ М.П. Мартинців, О.М. Удовицький, Б.В. Сологуб// Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип.19.7.– Львів НЛТУ України, 2009.– с.90-97.

241. Матухно Н.В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів//

Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту, вип. 9. –К.: НАУ, 1998. –С. 256–260.

242. Машиностроение. Терминология: Справочное пособие. Вып. 2. - М.: Изд-во стандартов,. 1989. - 432 с.

243. Машиностроение. Энциклопедический справочник / Под ред. Е.А.Чудакова. Т.1, кн.2. Инженерные расчеты в машиностроении. - М.: Главное науч.-техн. изд-во машиностроительной литературы. М., 1948. – 457 с.

244. Машины непрерывного транспорта / Под ред. В.И.Плавинского. - М.: Машиностроение, 1969. - 719 с.

245. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.

246. Мещерин В. Т. Листовая штамповка. Атлас схем. Изд. 3-е, испр. и доп. / Мещерин В. Т. – М. : Машиностроение, 1975. – 227 с.

247. Милов А. Б. О вычислении контактной жесткости цилиндрических соединений / А. Б. Милов // Проблемы прочности. 1973, №1, – с. 70 – 72.

248. Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных / Ю. А. Митропольский., Б. И. Мосеенков. – К: Вища школа, 1976. – 589 с.

249. Митропольский Ю. А. Лекции по методу усреднения в нелинейной механике / Митропольский Ю. А. – К.: Наукова думка, 1966. – 467 с.

250. Митропольский Ю. А. Метод усреднения в нелинейной механике / Митропольский Ю. А. – К.: Наукова думка, 1971. – 440 с.

251. Митропольский Ю. А. Нестационарные процессы в нелинейных колебательных системах / Митропольский Ю. А.; [под ред. акад. Н. Н. Боголюбова]. – К.: Изд-во АН УССР, 1955. – 284 с.

252. Митропольский Ю. А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Клейна-Гордона / Митропольский Ю. А. // Укр. мат. журн. – 1995. – 47, № 9. – С. 1209–1216.

253. Митропольский Ю. А. О построении асимптотического решения

возмущенного уравнения Брезертонна / Митропольский Ю. А. // Укр. мат. журн. – 1998. – 59, №1. – С. 58–71.

254. Митропольський Ю. О. Про застосування Атеb-функцій для побудови асимптотичного розв'язку збуреного нелінійного рівняння Клейна-Гордона / Митропольський Ю. О., Сокіл Б. І. // Укр. мат. журн. – 1998. – 50, № 5. – С. 665–670.

255. Михайлов Ю.И. Конвейеры с погружённым рабочим органом./ Ю.И. Михайлов, Л.Д.Тищенко, В.И.Святошнюк - Л.: Машиностроение, 1984. - 171 с.

256. Моделювання динаміки вібраційних оброблювальних машин з дебалансним віброзбудником / [Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Боровець В. М., Топільницький В. І.] // Автоматизація технологічних процесів та виробництв в машинобудуванні та приладобудуванні. – 1999. – № 34. – С. 39–45.25

257. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [В. С. Ловейкін, Ю. В. Човник, М. Г. Діктерук та ін.]. – К. : вид-во РВВ МДАУ. – Миколаїв, 2004. – 286 с.

258. Моисеев Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики: [учебн. пособие для ун-тов и физ.-техн. вузов] / Моисеев Никита Николаевич – М.: Наука, 1969. – 379 с.

259. Мойсеева Н. К. Выбор технических решений при создании новых изделий / Н. К. Мойсеева. – М. : Машиностроение, 1980. – 181 с.

260. Момот Д.И. Исследование энергетического баланса забойных скребковых конвейеров. - Автореферат диссертация докт. техн. наук. -Днепропетровск: ИГТМ АН УССР, 1970. - 24с.

261. Моут М. Теоретические и экспериментальные исследования вибраций ленточных пил / Моут М., Нэгюльсуорен Л. // Труды Американского общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. – М.: Мир, 1966. – 88, № 2. – С. 27–32.

262. Мошнин Е. М. Гибка и правка на ротационных машинах / Мошнин Е. М. – М. : Машиностроение, 1977. – 269 с.

263. Мюллер И. Эвристические методы в инженерных разработках / И. Мюллер [пер. с нем]. – М. : Радио и связь, 1984. – 144 с.
264. Найфэ А. Х. Методы возмущений / Найфэ А. Х.: [пер. с англ. А. А. Мелиняна и А. А. Миронова. Под ред. Ф. Л. Черноуського]. – М.: Мир, 1976. – 456 с.
265. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів / Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.
266. Недовесов В.І. Причини пошкодження зерна скребково-ланцюговим елеватором зернозбирального комбайна / В.І. Недовесов, Н.В. Матухно// У збірнику наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. - Т. VI. - Київ; Видавництво НАУ. - 1999,- С. 145-150.
267. Одрин В. М. Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц / В. М. Одрин, С. С. Картавов. – К. : Наукова думка, 1977. – 183 с.
268. Омельченко А. А. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів / А. А. Омельченко, Б. Д. Ткач. – К. : Урожай, 1982. – 271 с.
269. П.Кривий Несуча здатність двоконтурних паралельно-рядних ланцюгових передач/ Вісник Тернопільського державного технічного університету./ П.Кривий, С.Дубиняк, А.Куцевич. – 1999. – Том 4, число 3. – С.102-108.
270. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин./ В.Т. Павлище - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
271. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра. Автореферат кандидатської дисертації./ І.О. Павлова Луцьк, 2006, 20с
272. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Пановко Я. Г., Губанова И. И. – М.: Наука, 1967. – 384 с.
273. Панченко А.Н. повышение работоспособности бункеров послыного

розподілення сыпучих связних матеріалів сільськогосподарських і меліоративних машин / А.Н.Панченко – Днепропетровськ: Днепропетр. гос. агр. ун-т., 1995. – 52с.

274. Пат. №38958 Україна, МПК В65G 33/16. Гвинтовий конвеєр контейнерного типу [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гладько Ю.Б.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200811003; заявл. 09.09.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.

275. Пат. №44148 Україна, МПК G01M 13/00, В65G 33/00. Стенд для дослідження навантаження на витки гвинтового механізму [Текст] / Гевко І.Б.; Ляшук О.Л.; Дзюра В.О.; Диня В.І.; Шевчук О.С.; Брошак І.І.; Гупка А.Б.; заявники і патентовласники Гевко І.Б.; Ляшук О.Л.; Дзюра В.О.; Диня В.І.; Шевчук О.С.; Брошак І.І.; Гупка А.Б. – № u200902118; заявл. 11.03.2009; опубл. 25.09.2009, Бюл. №18.

276. Пат. №42655 Україна, МПК В21D 39/00. Стенд для складання ланцюгово-пластинчастих полотен [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Бабарика С.Ф., Заїкін М.М., Гевко І.Б.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200902463; заявл. 19.03.2009; опубл. 10.07.2009, Бюл. №13.

277. Пат. №48523 Україна, МПК В23В1/00. Установа для балансування гвинтових робочих органів [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гладько Ю.Б., Бабарика С.Ф., Гевко І.Б., Заїкін М.М., Диня В.І.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200908923; заявл. 27.08.2009; опубл. 25.03.2010, Бюл. №6.

278. Пат. №50887 Україна, МПК В21D 39/00. Подавальний транспортер [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Дзюра В.О., Крук В.В., Пік А.І., Кирик О.М.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя – № u200913761; заявл. 28.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. №12.

279. Пат. №50935 Україна, МПК В01F 7/00. Змішувач гвинтовий гравітаційний [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Івасечко Р.Р., Гевко І.Б., Клендій

О.М., Любачівський Р.О.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200914011; заявл. 31.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. №12.

280. Пат. №52084 Україна, МПК В65G 33/08. Широкоуніверсальний шнековий транспортер [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гевко І.Б., Комар Р.В., Клендій О.М., Олексишин О.В.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201002171; заявл. 26.02.2010; опубл. 10.08.2010, Бюл. №15.

281. Пат. №52568 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко Б.М., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексишин О.В., Дячун А.Є., Гевко І.Б.; патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201004000; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.

282. Пат. №54102 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий канатний конвеєр [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко Б.М., Стефанів В.М., Олексишин О.В., Комар Р.В., Гевко І.Б., Дячун А.Є.; патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201005330; заявл. 30.04.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. №20.

283. Пат. №65918 Україна, МПК (2011.01) В65G 35/00. Робочий орган гнучкого канатного конвеєра [Текст] / Ляшук О.Л., Диня В.І.; Олексишин О.В.; Гевко І.Б.; Грабар А.В.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л.; Диня В.І.; Олексишин О.В.; Гевко І.Б.; Грабар А.В. – № u201101683; заявл. 14.02.2011; опубл. 26.12.2011, Бюл. № 24.

284. Пат. №70916 Україна, МПК (2006.01): В65G 33/08. Гнучкий трубчастий змішувач з вертикальною подачею сипких матеріалів [Текст] / Ляшук О.Л., Олексишин О.В., Диня І.І.; Гевко І.Б.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Олексишин О.В., Диня І.І.; Гевко І.Б. – № u2011 15357; заявл. 26.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. №12.

285. Пат. №72993 Україна, МПК (2006.01) G01B 3/20. Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків [Текст] / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І.; Гевко Іг.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І.; Гевко Іг.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М. – № u201200926; заявл. 30.01.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. № 17.
286. Пат. №74330 Україна, МПК (2006.01): B03B 5/50. Класифікатор сипких матеріалів [Текст] / Любачівський Р.О., Ляшук О.Л., Гевко Іг.Б., Лещук Р.Я., Дячун А.Є., Лотоцький Р.І.; заявники і власники патенту Любачівський Р.О., Ляшук О.Л., Гевко Іг.Б., Лещук Р.Я., Дячун А.Є., Лотоцький Р.І. – № u201204085; заявл. 03.04.2012. опубл. 25.10.2012, Бюл. №20.
287. Пат. №75956 Україна, МПК (2012.01): G01M 13/00. Стенд для дослідження механічних систем приводів [Текст] / Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Івасечко Р.Р.; заявники і власники патенту Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Івасечко Р.Р. – № u201204081; заявл. 03.04.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.
288. Пат. №85011 Україна, МПК (2006.01): B65G 35/14. Секційна гвинтова спіраль [Текст] / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко Іг.Б.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко Іг.Б. – № u201304973; заявл. 18.04.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.
289. Пат. №85233 Україна, МПК (2013.01): B65G 35/00. Бочкоподібний робочий орган трубчастого канатного конвеєра [Текст] / Ляшук О.Л.; Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І. – № u201306971; заявл. 03.06.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.
290. Пат. №77644 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Тяговий пластинчастий безвтулковий ланцюг підвищеної несучої здатності [Текст] / Кривий П.Д., Ляшук О.Л.; заявники і власники патенту Кривий П.Д., Ляшук

О.Л. – № u201208645; заявл. 12.07.2012; опубл. 25.02.2013, Бюл. №4.

291. Пат. №81033 Україна, МПК (2013.01): В65G 33/00. Пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг [Текст] / Кривий П.Д., Кривінський П.П., Бондаренко О.Л., Ляшук О.Л., Диня В.І., Олексишин О.В.; заявники і власники патенту Тернопільський національний університет імені Івана Пулюя. – № u201208264; заявл. 06.07.2012; опубл. 25.06.2013, Бюл. №12.

292. Пат. №86469 Україна, МПК (2013.01): В65G 33/00. Пластинчастий відкритошарнірний ланцюг [Текст] / Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П.; заявники і власники патенту Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П. – № u201310115; заявл. 15.08.2013; опубл. 25.012.2013, Бюл. №24.

293. Пат. №94205 Україна, МПК (2014.01): В65G 33/00. Гнучкий трубчастий змішувач з вертикальною подачею сипких матеріалів [Текст] / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л. – № u201402119; заявл. 03.03.2014; опубл. 10.11.2014, Бюл. №21.

294. Пат. №94206 Україна, МПК (2014.01): В65G 33/00. А01F 12/44 (2006.01) Гнучкий канатний сепаратор [Текст] / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л. – № u201402121; заявл. 03.03.2014; опубл. 10.11.2014, Бюл. №21.

295. Перминов Г.И. Влияние скорости транспортирования на сопротивление движению тягового органа скребкового конвейера./ Перминов Г.И. - В кн.: Транспорт шахт и карьеров. - М.: Недра, 1971.-е. 164-167.

296. Пертен Ю.А. Теоретические основы конвейеров с тяговыми элементами./ Ю.А.Пертен, В.К.Мисаилов, Л.И.Янтовский - Л.: Изд-во ЛГУ, 1981,- 276с.

297. Петрик А.А. Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения.Расчет нагрузочной способности. Рекомендации / А.А. Перик , И.П. Глущенко, С. А.Метельков и др.// Москва-Краснодар, Издательство ВНИИНМ Госстандарта СССР КПИ,1990. – с. 53.

298. Пилипець М. І. Обґрунтування нових типів гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин / М. І. Пилипець, І. Б. Гевко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – 2000. – Т. 9. – С. 254–257.
299. Пилипець М. І. Оптимізація робочого органу з секційними елементами для гнучких гвинтових конвеєрів / М. І. Пилипець, І. Б. Гевко, А. О. Вітровий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 1999. – Вип. 5. – С. 207–217.
300. Пилипець М. І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.02.08 «Технологія машинобудування» / М. І. Пилипець. – Львів, 2002. – 35 с.
301. Пік А. І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / А. І. Пік. – Луцьк, 1999. – 20 с.
302. Погорелый Л. В. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) / [Л. В. Погорелый, П. В. Татьянако и др.]. – Киев : Техника, 1983. – 168 с.
303. Политехнический словарь / Гл. ред. акад. А.Ю. Ильинский. П50 2-е изд. - М.: Советская энциклопедия, 1980. - 656 с.
304. Политехнический словарь / Под ред. И.М. Артоболевского. М.: Советская энциклопедия, 1976. - 608 с.
305. Половинкин А. И. Методы инженерного творчества: [учеб пособие] / Половинкин А. И. – Волгоград : ВолгПИ, 1984. – 368 с.
306. Половинкин А. И. Основы инженерного творчества: [учеб. пособие для студентов вузов] / А. И. Половинкин. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
307. Полухин П. И. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов: Справочник / П. И. Полухин, А. М. Галкин. – М. : Metallургия, 1983. – 350 с.

308. Пономарев В. И. Винтовые транспортеры / В. И. Пономарев. – М. : Стандартизация и рационализация, 1933. – С. 105–106.346
309. Пономарев С. Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева. – М. : Машиностроение, 1980. – 326 с.
310. Попов Е. А. Основы теории листовой штамповки / Попов Е. А. – М. : Машиностроение, 1980. – 432 с.
311. 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.
312. Проблемы научного творчества // Сб. аналитических обзоров / [под. ред. А. Н. Лука]. – М. : ИНИОН, 1983. – 98 с.
313. Проскуряков А. П. Метод Пуанкаре в теории нелинейных колебаний / Проскуряков А. П. – М.: Наука, 1977. – 256 с.
314. Пунтус А. В. К определению рациональной разношаговости открытошарнирных цепей / А. В. Пунтус. Цепные передачи и приводы: Краснодар: Краснодарский политехнический институт. Выпуск 98. 1979. – с. 109-115.
315. Раскин Р. М. Цепные передачи бурових установок / Р. М. Раскин, В. С. Кронгауз, Ю. Б. Кин // – М.: Недра, 1972. – 168 с.
316. Ревенко І.І., Манько В.М., Кравчук В.І. Машиновикористання у тваринництві. / І.І.Ревенко., В.М.Манько, В.І. Кравчук// Київ.: Урожай 1999 р. – 208 с.
317. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей / Д. Н. Решетов //.- 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
318. Ревенко І.І. Машини та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко, М.В.Брагінець, О.О.Заболотько та інш.; - К.:Кондор, 2011. - 396с.

319. 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.
320. Рогатинський Р. Исследование крутных колебаний шнека / [Р. Рогатинський, И. 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.
321. Рогатинський Р. М. Моделювання роботи малогабаритного лопатевогвинтового змішувача / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, Д. В. Дмитрів // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2000. – Вип. 6. – С. 129–135.
322. Рогатинський Р. М. Формалізований опис гвинтових профілей / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, О. Р. Рогатинська // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2008. – Т. 1, № 75. – С. 510–516.
323. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С.197–210.
324. Рогатинський Р. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем / Р. Рогатинський, І. Гевко, Л. Рогатинська // Вісник ТНТУ. –2013. – № 1 (69). – С. 116–125.365
325. Рогатинський Р. Програма автоматизованого розрахунку собівартості виготовлення спіралей шнеків / Р. Рогатинський, І. Гевко, В. Васильків // Матеріали шістнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2012. – С. 60-61.
326. 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. – 520 с.

327. Розмірний аналіз точності контактних кроків приводних роликів і втулкових ланцюгів // Кривий П., Лазарюк В., Кривінський П., Бондаренко О., Тимошенко Н. Машинознавство. – Львів: Вид-во Львівського університету, 2008. – №1. – с.20-25.

328. Розо М. Нелинейные колебания и теория устойчивости / Морис Розо; [пер. с франц. В. Г. Аверьяновой [и др.]. Под ред. А. А. Первозванского]. – М.: Наука, 1974. – 288 с.

329. Роках А. Г. Логика и эвристика научно-технических решений [учеб. пос.] / А. Г. Роках. – Саратов : САИН, 2005. – 153 с.

330. Романова Н. В. Основы научно-технического творчества и патентования [учеб. пос.] / Н. В. Романова, А. Ю. Вагарин, Д. А. Усанов. – Саратов : САИН, 2003. – 64 с.

331. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке / Романовский В. П. – Л. : Машиностроение, 1979. – 520 с.

332. Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта. /Н.Е.Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432с.

333. Рушинский Л.З. Элементы теории вероятностей. – Изд. 5-е, перераб. – М.: Наука, 1976. – 238 с.

334. Серенсен С.В., Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. / С.В.Серенсен, В.П.Когаев, Р.М. Шнейдерович // - М.: Машиностроение, 1975. - 488 с.

335. Сидоренко В. М. Основы научных исследований / В. М. Сидоренко, И. М. Грушко. – Харьков : Вища школа, 1978. – 200 с.

336. Сільськогосподарські машини: Підручник (Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.А. Ішенко та інші.; за ред. Д.Г.Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544с.

337. Скобцов Ю. А. Современные модификации и обобщения генетических алгоритмов / Ю. А. Скобцов, В. Ю. Скобцов // Таврический вестник информатики и математики. – 2004. – № 1. – С. 60-71.
338. Сліпчук А. М. Нелінійні поперечні коливання пружної рухомої балки / Сліпчук А. М // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка» – Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. – № 515. – С. 47–51 с.
339. Соколов А. Я. Транспортирующие и перегрузочные машины для комплексной механизации пищевых производств / А. Я. Соколов. – М. : Пищевая промышленность, 1964. – 214 с.
340. Соколовский В. В. Теория пластичности / В. В Соколовский. – М. : Высшая школа, 1969. – 608 с.
341. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды./ В. В Соколовский. - М.: Наука, 1990. - 272 с.
342. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины./ А.О Спиваковский., В.К. Дьячков – М: Машиностроение, 1983.–487с.
343. Справочник в 6-ти т. Вибраций в технике / [под. ред. Челомей В. Н.] – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов. – 1980. – 544 с.
344. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин: В 2-х т. / Под ред.А.В.Красниченко. - М.Машиностроение, 1960. - Т 1-2.
345. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин: В 4-х т. / Под ред. М.О.Клёцкина. - М.Машиностроение, 1969. - Т 1-4.
346. Справочник механизатора погрузочно-разгрузочных и транспортных работ. - Л.Машиностроение, 1979. - 326 с.
347. Столяров А. М. Методологические основы изобретательского творчества / А. М. Столяров. – М. : Машиностроение, 1986. – 112 с.
348. Столярчук В.Ф. Исследования и динамики машин, оборудованных

электроприводом. / В.Ф.Столярчук, Н.Ф.Рачинец, Б.М.Гладько - Львов: Изд-во Львовского ун-та, 1972, -171 с.

349. Сторожев М. В. Теория обработки металлов давлением / М. В. Сторожев, Е. А. Попов – М. : Машиностроение, 1977. – 423 с.

350. Сухарев И.П. Прочность шарнирных узлов машин./ И.П.Сухарев // - М. :Машиностроение, 1977. - 168 с.

351. Стоцько З. А. Нелінійна модель руху шару середовища робочого контейнера вібраційних машин об'ємного оброблення виробів зі змінним параметром нелінійності / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. І. // Машинознавство. – 2001. – № 1 (43). – С. 19–23.

352. Сухарев И. П. Прочность шарнирных узлов машин. Справочное пособие / И. П. Сухарев – М.: Машиностроение, 1977. – 168 с.

353. Тарме М. Свободные периодические нелинейные колебания полосы, движущейся в осевом направлении / Тарме М., Моут Л. // В кн. Труды Американского общества инженеров-механиков. Прикладная механика. – М.: Мир, 1969. – 36, № 1. – С. 87–98.

354. Твисс Б. Управление научно-техническими нововведениями: [сокр. пер. с англ.] / Б. Твисс. – М. : Экономика, 2005. – 271 с.

355. Теория вероятностей. Сборник задач. Дороговцев А.Я., Сильвестров Д.С., Скороход А.В., Ядренко М.И. – Изд-во «Вища школа», 1976. – 384 с. (на укр.языке).

356. Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів скребкових робочих органів транспортерів-змішувачів концентрованих кормів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / О.А. Токарчук– Вінниця, 2014. – 21 с.

357. 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.

358. Технологічні основи проектування та виготовлення посівних машин: монографія [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Ю.Ф. Павельчук та ін. – Тернопіль: Вид. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2013. – 238 с.
359. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 472с.
360. Тихонов А. Н. Уравнения математической физики / Тихонов А. Н., Самарский А. А. – М.: Наука, 1972. – 735 с.
361. Тунік І.Г. Розробка та обґрунтування параметрів доочисних транспортерів бурякозбиральних машин: Дис. канд.техн.наук. - Луцьк: ЛДТУ, 2000,- 163 с.
362. Турпаев А. И. Винтовые механизмы и передачи / А. И. Турпаев. – М. : Машиностроение, 1982. – 223 с.
363. Фролов А.Г. Основы транспорта сыпучих материалов по трубам без несущей среды /. - М.: Наука, 1966. - 118 с
364. Хавасова Н.И. Исследование неравномерности нагружения многорядной цепной передачи и некоторые пути ее уменьшения / Н.И. Хавасова // Канд. диссерт. - М., Ин-т нефти и газа им. Губкина, 1973.
365. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин./ Г.А.Хайліс, Д.М.Коновалюк Навч. посібник. - К.: НОКВО, 1992. – 320 с.
366. Харичков И.И. Определение несущей способности профанированного подшипника при динамической нагрузке./ И.И. Харичков // Изв.вузов. Машиностроение, 1975. - № 3. - С.26-30.
367. Харченко Є. Багаточастотні коливання одновимірних нелінійно пружних рухомих середовищ та методика побудови асимптотичних наближень крайових задач, що їх описують / Є. Харченко, М. Сокіл // Машинознавство. Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. – 2007. – № 1. – С. 19–25.

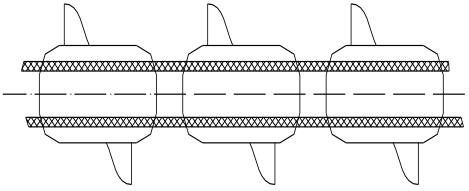
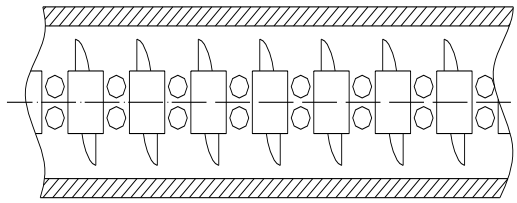
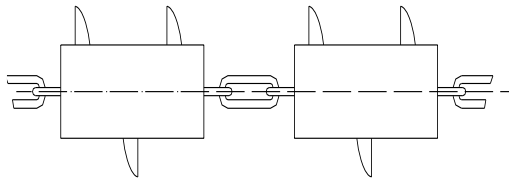
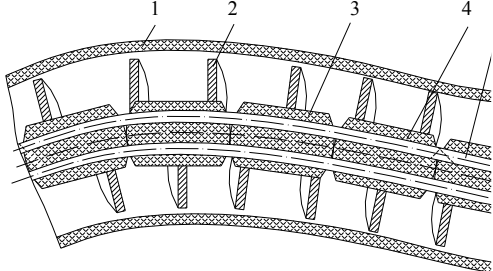
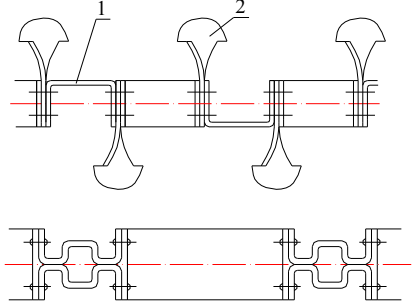
368. Харченко Є. В. Вплив способу закріплення на коливання одного класу рухомих одновимірних систем / Є. В. Харченко, М. Б. Сокіл // Наук. вісник: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ, 2006. – Вип. 16.7. – С. 80–83.41
369. Харченко Є. В. Коливання рухомих нелінійно пружних середовищ і асимптотичний метод у їх дослідженні / Є. В. Харченко, М. Б. Сокіл // Наук. вісник: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ, 2006. – Вип. 16.1. – С. 134–138.
370. Хаяси Т. Нелинейные колебания в физических системах [пер. с англ. Б. А. Болдова и Г. Г. Гусева. Под ред. В. Е. Боголюбова] / Тихиро Хаяси. – М.: Мир, 1968. – 268 с.
371. Хейл Дж. Колебания в нелинейных системах / Хейл Джек; [пер. с англ. Р. С. Гусаров. Под ред. В. М. Волосова]. – М.: Мир, 1966. – 229 с.
372. Хлестун В.И. Расчет напряжений в пластине цепи / В.И.Хлестун, Б.М.Неженцев // Изд.вузов. Машиностроение, 1974. - № 4. с. 22-25.
373. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту. - Львів, 1999. - 194 с.
374. Цабаньска-Плачкевич К. Вільні та вимушені коливання неоднорідних в'язкопружних механічних систем: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.02.09 / К. Цабаньска-Плачкевич. – Київ. – 2003. – 39 с.
375. Цепи приводные повышенной прочности и точности. Технические условия. (ГОСТ 21834-87) Издания официальное. М.: Издательство стандартов, 1988. -15 с.
376. Цепи тяговые пластинчатые. Технические условия ГОСТ 588-81 (СТ СЭВ 1011-78) Издания официальное. М.: Издательство стандартов, 1981. - 20 с.
377. Черняев Н. П. Производство комбикормов / Н. П. Черняев. – М. : Агропромиздат, 1989. – 224 с.
378. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом./ Л.И Чугреев. - М.: Недра, 1976.- 160 с.
379. Чус А. В. Основы технического творчества: [учебное пособие] / А. В. Чус, В. Н. Данченко. – Киев-Донецк : Вища шк., 1983. – 184 с.

380. Шахмейстер Л.Г. Подземные конвейерные установки/ Л.Г.Шахмейстер, Г.И.Солод - М.: Недра, 1976.
381. Шенкель Г. Шнековые прессы для пластмас: [пер. с нем.] / Г. Шенкель. – Л. : Госхимиздат, 1962. – 468 с.
382. Штокман И. Г. Методика расчета на усталость тяговых цепей конвейеров / И. Г. Штокман , С. П. Ляховицкий // «Вестник машиностроения» №8. 1958 с.
383. Штремель Т. Х. Грузоподъемные машины / Т. Х. Штремель. – М. : Высш. школа, 1980. – 304 с.
384. Штуков Н. К. Влияние параметров шнека на осевую скорость транспортируемого материала : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины» / Н. К. Штуков. – Х., 1969. – 22 с.
385. Эйдерман Б.А. Закономерности формирования грузопотока и энергозатрат на скребковых конвейерах./ Б.А. Эйдерман - М.: Наука, 1984. – 133 с.
386. Ярошенко В. Ф. Уточнения коефіцієнту заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера / В. Ф. Ярошенко, В. М. Білоножко, В. В. Петровський // Науковий вісник НАУ. – К., 2002. – № 49. – С. 380–384.
387. B. Wan der Pol. A Teory of the Amplitude of Free and Forced Triode Vibrations // Radio Review. –1920. – № 1.
388. Chen L. Q. Dynamic stability of an axially moving viscoelastic beam / L. Q. Chen, X. D. Yang, C. J. Chng // European journal of mechanics a solids. – 2004. – Volume 23. – P. 659–666.
389. 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 49
390. 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.

391. 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.
392. Kuntzman P., les transmission per chains a rouleaux. Dunod: Paris; 1961. - p.220.
393. Rachner H.G. Stahlgelenketten und Kettentriebe. Berlin, Springer, 1962.
394. Scales I.I., What do roller chain ratings mean, ASME, 1962, Pet. № 36.
395. Stotsko Z. Das Unlinearparametrischmodell der Dreimassenmaschiennen fur die Vibrations volumen behandlung und ihre Streuladung / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // Maszyny dzwigowo-transportowe. – 2000.- № 3. – P. 50–62.
396. Szezepinski W. Limit analysis and plastic desing of complex shape. – “Progress in Aerospace Sciences” v.12, 1972, Pergamon Press, p. 1-47.
397. 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.

ДОДАТКИ

Конструкторські особливості секційних гнучких гвинтових робочих органів

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

Переваги трубчатих конвесерів в порівнянні з конвесерами інших типів

ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ КАНАТНИХ І ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕСЕРІВ	ПЕРЕВАГИ АЕРОМЕХАНІЧНИХ КАНАТНИХ КОНВЕСЕРІВ
<ul style="list-style-type: none"> • високий рівень техніки безпеки, установка працює без поломок і збоїв, тому що виключена ймовірність зсуву дисків • легке вкорочення або подовження транспортуючого ланцюга, окремі сегменти ланцюга, пошкоджені в процесі експлуатації чужорідними тілами, піддаються легкій заміні • завдяки незначній швидкості ланцюга - ідеальна техніка для транспортування горючих та вибухонебезпечних речовин • вогнетривка і ударостійка техніка • незначне руйнування гранул • можливість запуску установки в застопореному стані • низький коефіцієнт зношування завдяки низькій швидкості руху ланцюга 	<ul style="list-style-type: none"> • завдяки легкій конструкції можлива (відносно) неодноразова зміна напрямку руху установки (90°) • менші витрати на придбання
<p>ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ КАНАТНИХ І ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕСЕРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • абсолютно пилонепроникна система - постійно • просте наповнення і спорожнення • значне скорочення витрат на чистку завдяки відсутності застійних зон • можливість реалізації кількох подаючих і спорожняючих ліній • менші витрати на проведення техобслуговування, тому що при вертикальному способі транспортування сипучих матеріалів відпадає необхідність в натяжній станції • вогнетривка і ударостійка система транспортування • цілий ряд різних варіантів виконання завдяки гнучкій конструкції 	<p>ПЕРЕВАГИ КОНВЕСЕРІВ КОВШОВОГО ТИПУ</p> <ul style="list-style-type: none"> • при відповідній подачі і спорожнюванні продукту менше руйнування гранул • призначений для крупнозернистих сипучих матеріалів і для більш великих фракцій • можливість транспортування великих обсягів продукції • можливість транспортування при більшій висоті подачі

<p style="text-align: center;">ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ КАНАТНИХ І ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • відпадає необхідність проміжного зберігання продукту на довгих транспортувальних ділянках, тим самим виключається наявність джерел займання • застійні зони практично відсутні, незначне руйнування гранул і низький ступінь зношування завдяки незначному тертю • тривимірна конструкція (наявність в шнекових транспортерах декількох складових компонентів і декількох приводів ускладнює тривимірну реалізацію установки; нахил установки значно залежить від продукту, що транспортується) • менші енергетичні витрати • можливість одночасного транспортування сипучих матеріалів у двох напрямках <p>проста чистка при переході на інший вид продукту</p>	<p style="text-align: center;">ПЕРЕВАГИ ШНЕКОВИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • більш економічні на коротких транспортувальних ділянках • менший монтажний обсяг
<p style="text-align: center;">ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ КАНАТНИХ І ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • абсолютно пилонепроникна система - постійно • за замовленням виготовляються в газонепроникному герметичному виконанні • тривимірна конструкція • можливість транспортування дуже гарячих сипучих матеріалів • надійний захист від проникнення полум'я • високий рівень техніки безпеки • можливість реалізації кількох подаючих ліній 	<p style="text-align: center;">ПЕРЕВАГИ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • можливість транспортування великих обсягів продукції • велика довжина транспортувальних ділянок • бережливе транспортування сипучих матеріалів
<p style="text-align: center;">ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ КАНАТНИХ І ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • для транспортування на коротких ділянках з незначною зміною напрямку • немає необхідності застосування фільтраційної установки • низькі експлуатаційні та енергетичні витрати • менше руйнування гранул • відсутність закупорки в системі • можливість економічного захисту системи при транспортуванні горючих і вибухонебезпечних матеріалів за рахунок димової азотної завіси 	<p style="text-align: center;">ПЕРЕВАГИ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ</p> <ul style="list-style-type: none"> • велика гнучкість на довгих транспортувальних ділянках через вузькі приміщення • можливість з'єднання довгих транспортувальних ділянок в одну транспортувальну систему

<p>ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ КАНАТНИХ І ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • відсутність перекосів; забезпечення більш високого рівня техніки безпеки і плавність ходу • застійні зони практично відсутні (в прямокутних транспортерах в каналах залишається більше продукту) • рідше схильний до утворення заторів при транспортуванні гранульованих матеріалів; зокрема при вертикальному і похилому виді транспортування • тривимірна конструкція 	<p>ПЕРЕВАГИ ПРЯМОКУТНИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • втягування транспортуючого ланцюга здійснюється без його перекручування • можливість підвищення продуктивності без зміни швидкості
<p>ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ КАНАТНИХ І ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕЄРІВ</p> <ul style="list-style-type: none"> • застійні зони практично відсутні • рідше схильний до утворення заторів при транспортуванні гранульованих матеріалів; зокрема при вертикальному і похилому транспортуванні сипучих матеріалів • малOSHумний завдяки незначному тертю • бережливе транспортування з меншим руйнуванням гранул • більш низькі експлуатаційні та енергетичні витрати • переваги завдяки подвійному кожуху в конвеєрах для обігріву та охолодження • проста чистка при переході на інший вид продукту • вогнетривка і ударостійка система транспортування • тривимірна конструкція 	<p>Переваги лоткових ланцюгових конвеєрів</p> <ul style="list-style-type: none"> • в деяких моделях більш широка конструкція завантажувальних отворів; перевага при транспортуванні продуктів з поганими тягучими властивостями

Додаток В

Таблиця В.1

Параметри опису геометрії гвинтової спіралі, гофрованої на зовнішній ділянці поверхонь витка

i	x_{i1}	x_{i2}	Області визначення варійованих параметрів
1	r	$S + \xi_1$	$\xi_1 \in [-\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max};]$
2	$r + \xi_2$	$S + \xi_1^{\max}$	$\xi_2 \in [0; (\rho_0 + r_0);]$
3	$r - \xi_3$	$S + \xi_1^{\text{mix}}$	$\xi_3 \in [(\rho_0 + r_0); 0]$
4	$\rho_0 + \xi_1^{\min} \sin \theta + \xi_4 \cos \theta$	$S + \xi_1^{\max} \cos \theta + \xi_4 \sin \theta$	$\xi_4 \in [\xi_1^{\max} \text{tg} \theta; R - \rho_0 + \xi_1^{\max} \text{tg} \theta]$
5	$\rho_0 + \xi_1^{\max} \sin \theta + \xi_5 \cos \theta$	$S + \xi_1^{\min} \cos \theta - \xi_5 \sin \theta$	$\xi_5 \in [\xi_1^{\max} \text{tg} \theta; (\rho_0 - R_3)]$
6	$\rho_0 + (R - \rho_0) \cos \theta + \xi_6 \sin \theta$	$S + (R - \rho_0) \sin \theta - \xi_6 \cos \theta$	$\xi_6 \in [-\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max};]$

Припустимо, що $H \neq H(r, r_1 \dots)$.

Таблиця В.2

Параметри опису геометрії гвинтової спіралі, гофрованої на внутрішній ділянці поверхні витка

i	x_{i1}	x_{i2}	Області визначення варійованих параметрів
1	R	$S + \xi_1$	$\xi_1 \in [-\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max};]$

Продовження таблиці В2

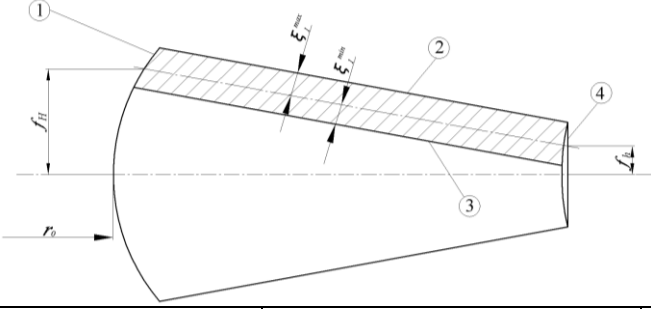
2	$\rho_0 + \xi_2$	$S + \xi_1^{\max}$	$\xi_2 \in [0; (R - \rho_0);]$
3	$\rho_0 - \xi_3$	$S + \xi_1^{\min}$	$\xi_3 \in [(\rho_0 - R); 0]$
4	$\rho_0 + (\rho_0 - r_0) \cos \theta + \xi_4 \sin \theta$	$S + (\rho_0 - r_0) \sin \theta - \xi_4 \cos \theta$	$\xi_4 \in [\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max};]$
5	$\rho_0 + \xi_1^{\min} \sin \theta + \xi_5 \cos \theta$	$S + \xi_1^{\max} \cos \theta - \xi_5 \sin \theta$	$\xi_5 \in [\xi_1^{\max} \operatorname{tg} \theta;$ $r_0 - \rho_0 + \xi_1^{\min} \operatorname{tg} \theta]$
6	$\rho_0 + \xi_1^{\max} \sin \theta + \xi_6 \cos \theta$	$S + \xi_1^{\min} \cos \theta + \xi_6 \sin \theta$	$\xi_6 \in [\xi_1^{\max} \operatorname{tg} \theta; (\rho_0 - r_0)]$

Таблиця В3

Параметри опису геометрії гвинтової спіралі, рівномірно гофрованої на всіх поверхнях витка із постійною амплітудою гофрів

i	x_{i1}	x_{i2}	Області визначення варійованих параметрів
1	r	$S + \xi_1$	$\xi_1 \in [-\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max};]$
2	$r + \xi_2$	$S + \xi_1^{\min} + G$	$\xi_2 \in [0; (R - \rho_0);]$
3	R	$S + \xi_3 + G$	$\xi_3 \in [\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max};]$
4	$r + \xi_4$	$S + \xi_1^{\max} + G$	$\xi_4 \in [0; (R - \rho_0);]$

Параметри опису геометрії гвинтової спіралі, гофрованої усією поверхнею витка із змінною амплітудою гофрів у радіальному напрямку



i	x_{i1}	x_{i2}	Області визначення варійованих параметрів
1	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + \left(\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + L \right) \times$ $\times \cos \tau^{**} + \xi_1 \sin \tau^{**}$	$S + \left(\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + L \right) \times$ $\times \sin \tau^{**} - \xi_1 \cos \tau^{**}$	$\xi_1 \in \left[-\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max} \right]$
2	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + \xi_1^{\max} \cos \alpha^* +$ $+ \xi_2 \sin \alpha^*$	$S + \xi_1^{\max} \sin \alpha^* -$ $- \xi_2 \cos \alpha^*$	$\xi_2 \in \left[\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1}; \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + L \right]$
3	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + \xi_1^{\min} \cos \tau^* +$ $+ \xi_3 \sin \tau^*$	$S + \xi_1^{\min} \sin \tau^* - \xi_3 \cos \tau^*$	$\xi_3 = \xi_2$
4	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} +$ $+ \left(\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} \right) \times \cos \tau^{**} + \xi_4 \sin \tau^{**}$	$S + \left(\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} \right) \sin \tau^{**} -$ $- \xi_4 \cos \tau^{**}$	$\xi_4 \in \left[-\xi_1^{\min}; \xi_1^{\max} \right]$

Для випадків, коли зовнішня і внутрішня поверхні контурів характеризуються постійними значеннями параметрів їх розміщення відносно осі ГРО, то параметри опису геометрії визначатимуться рівняннями.

Таблиця В.5

Параметри опису геометрії гвинтової спіралі, гофрованої на всій поверхні витка із змінною амплітудою гофрів у радіальному напрямку та постійними значеннями параметрів розміщення поверхонь зовнішнього та внутрішнього контурів відносно вісі спіралі

i	x_{i1}	x_{i2}
1	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + \left(\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + L - (-1)^2 \xi_1^{\min} \operatorname{tg}(\tau^{**} - \pi) \right) \times \cos \tau^{**}$	$S + \left(\frac{\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} - \xi_1 \right) - \xi_1$
2	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + \xi_1^{\max} \cos \alpha^* + \xi_2 \sin \alpha^*$	$S + \xi_1^{\max} - \xi_2 \cos \tau^*$
3	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + \xi_1^{\min} \cos \tau^* + \xi_3 \sin \tau^*$	$S + \xi_1^{\min} \sin \tau^* - \xi_3 \cos \tau^*$
4	$L + r_1 + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + \left(\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + (-1)^2 \xi_1^{\min} \operatorname{tg}(\tau^{**} - \pi) \right) \times \cos \tau^{**}$	$S + \left(\frac{\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + (-1)^2 \xi_1^{\min} \operatorname{tg}(\tau^{**} - \pi) \right) \sin \tau^{**} - \xi_4$
Області визначення варійованих параметрів		
1	$\xi_1 \in \left[\frac{-\xi_1^{\min}}{\cos\left(\tau^{**} - \frac{\pi}{2}\right)}; \frac{\xi_1^{\min}}{\cos\left(\tau^{**} - \frac{\pi}{2}\right)} \right]$	
2	$\xi_2 \in \left[\frac{\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + (-1)^2 \xi_1^{\min} \operatorname{tg}\left(\alpha^* - \frac{\pi}{2}\right)}{\frac{f_1}{f_2} - 1}; \frac{L - \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} - (-1)^2 \xi_1^{\min} \operatorname{tg}\left(\alpha^* - \frac{\pi}{2}\right)}{\frac{f_1}{f_2} - 1} \right]$	
3	$\xi_3 \in \left[\frac{\frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + (-1)^2 \xi_1^{\min} \operatorname{tg}\left(\alpha^* - \frac{\pi}{2}\right)}{\frac{f_1}{f_2} - 1}; \frac{L + \frac{L}{\frac{f_1}{f_2} - 1} + (-1)^2 \xi_1^{\min} \operatorname{tg}\left(\alpha^* - \frac{\pi}{2}\right)}{\frac{f_1}{f_2} - 1} \right]$	
4	$\xi_4 \in \left[\frac{-\xi_1^{\min}}{\cos\left(\tau^{**} - \pi\right)}; \frac{\xi_1^{\max}}{\cos\left(\tau^{**} - \pi\right)} \right]$	

Додаток В 6.

Дослідження динаміки приводу гвинтового конвеєра з вібраційною муфтою

Під час роботи транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до поломок елементів цих машин, а також утворення мертвих зон при транспортуванні сипких матеріалів. Відповідно є необхідність у включення у привід таких механізмів запобіжних пристроїв, якими є кулькові муфти. Вибір тієї чи іншої конструкції запобіжної муфти в першу чергу визначається заданими умовами стосовно експлуатаційних характеристик, до яких, як правило, відносять точність спрацювання, її довговічність і стабільність в роботі, а також характер зміни динамічних навантажень.

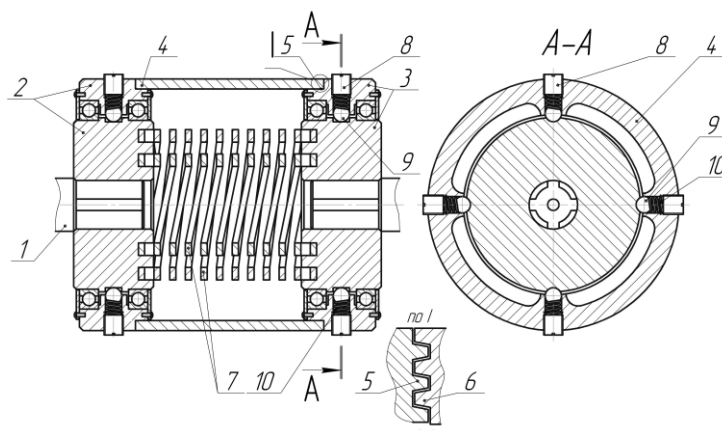


Рис. В.1.1 Конструкція запобіжної вібраційної муфти гвинтового конвеєра: 1 – ведучий вал; 2, 3 – ведуча і ведена півмуфти; 4 – приводний циліндр; 5, 6 – трапецевидні зуби; 7 – пружні гвинтові елементи; 8 – регульовальні гвинти; 9 – кульки; 10 – пружини стиснення

В класичному випадку, при дії на спіраль навантаження у вигляді обертового моменту, відбувається зміна її лінійної довжини, кроку та діаметральних розмірів, які взаємопов'язані із зміною кута закручування спіралі. Оскільки в розробленій запобіжно-вібраційній муфті довжина спіралей обмежена відстанню між з'єднаними валами, то змінною величиною є діаметри спіралей гвинтових елементів. Найбільш сприятливі умови роботи муфти, при компенсуванні кутових радіальних та осьових зміщень, виникають в діапазоні від максимального значення зазору δ_{max} між спіралями до моменту їх контакту, тому дана величина суттєво впливає на загальні значення згинальної та крутильної жорсткостей пристрою. Збільшення навантаження приводить до зменшення зазору δ_{max} внаслідок того, що півмуфти закручуються одна відносно одної на певний кут, при цьому спіралі із взаємно протилежним напрямком навивання контактують між собою, що приводить до підвищення сумарної жорсткості гвинтового пружного елемента і надає йому здатність сприймати значні навантаження без руйнування. Негативною ознакою такої конструкції є те, що збільшення жорсткості пружного елемента спричиняє виникнення додаткового радіального навантаження на підшипники та опори

валів, а також призводять до осьової деформації останніх. Тому встановлення діапазону зазору δ_{max} між спіралями пружного елемента є важливим фактором, який має суттєвий вплив на експлуатаційні характеристики муфти.

Обертний момент у витках спіралей можна умовно розкласти на дві складові, оскільки вектор цього моменту напрямлений вздовж горизонтальної осі гвинтової спіралі і поділяється на згинальний момент $T_{зг} = T \cdot \cos \lambda$ та момент, що спрямований на скручування витків, $T_{ск} = T \cdot \sin \lambda$ (рис.2). При роботі муфти відсутня пружна деформація гвинтового елемента в осьовому напрямку внаслідок постійної відстані між з'єднуваними валами, відповідно у витках спіралей спостерігається чистий згин, розрахунок достатньо проводити тільки за згинальним моментом значення якого приймають рівним обертальному моменту $T_{зг} = T$.

В переважній більшості випадків зміна діаметральних розмірів спіралі відбувається в межах пружної деформації і зміна поперечного перерізу спіралі не відбувається.

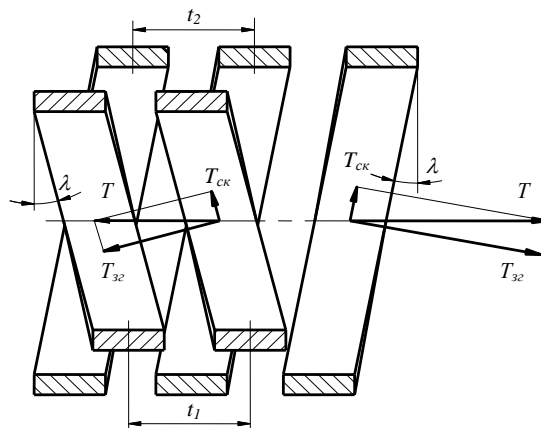


Рис. В.1.2. Розрахункова схема дії навантаження на витки спіралей пружного елемента запобіжно-вібраційної муфти

Розглянемо пружну деформацію витка спіралі для випадку коли закручування здійснюється проти напрямку її навивання, тобто відбувається збільшення діаметра спіралі (рис.В.1.3а). В загальному випадку початкова довжина витка спіралі буде рівною

$$l_{01} = \frac{\pi d_{01}}{\cos \lambda}. \quad (\text{В.1})$$

При пружній деформації початкова довжина витка збільшується на величину l'_1 , яка зв'язана з кутом закручування φ співвідношенням

$$l'_1 = \frac{\pi d'_1}{360 \cdot \cos \lambda} \varphi. \quad (\text{В.2})$$

Загальну довжину пружно деформованого витка спіралі можна знайти за формулою

$$l_{01} = \frac{\pi d'_1}{\cos \lambda}, \quad (\text{В.3})$$

або

$$l_{\phi 1} = l_{01} + l'_1 = \frac{\pi d_{01}}{\cos \lambda} + \frac{\pi d'_1}{360 \cdot \cos \lambda} \varphi. \quad (\text{B.4})$$

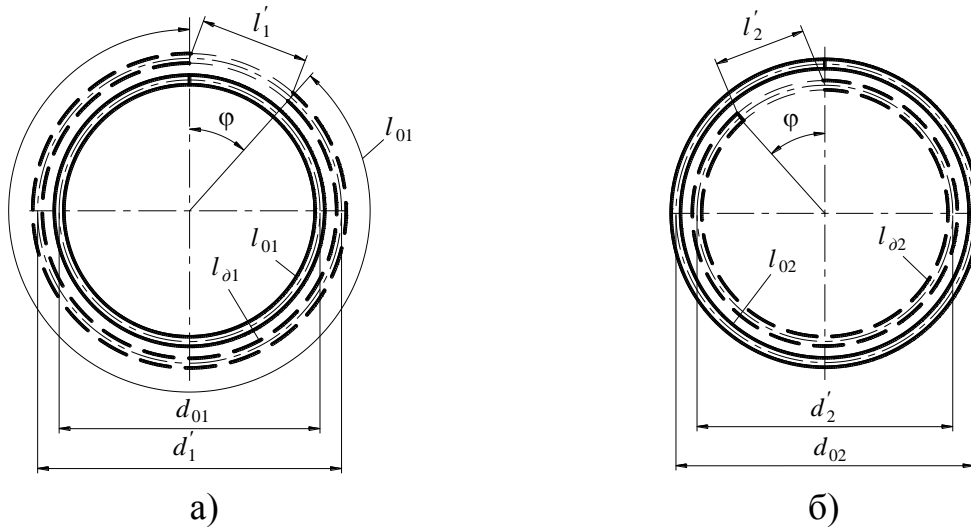


Рис.В.1. 3. Розрахункові схеми пружної деформації витків спіралей гвинтового елемента запобіжно-вібраційної муфти

Прирівнявши формули (В.3) і (В.4) отримаємо залежність для визначення діаметра пружно деформованого витка спіралі

$$d'_1 = \frac{d_{01}}{1 - \frac{\varphi}{360}}. \quad (\text{B.5})$$

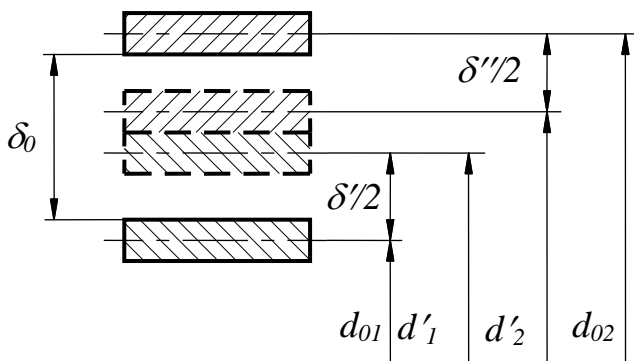


Рисунок 4. Розрахункова схема для визначення діапазону зазору між спіралями

Величина пружної деформації (рис.4) буде рівним

$$\delta' = d'_1 - d_{01} = d_{01} \left(\frac{1}{1 - \frac{\varphi}{360}} - 1 \right). \quad (\text{B.6})$$

У випадку коли дія обертового моменту спричиняє закручування спіралі, тобто зменшення її діаметра внаслідок пружної деформації (рис.В.1.3.б), залежність (В.4) запишеться наступним чином

$$l_{\phi 2} = l_{02} - l'_2 = \frac{\pi d_{02}}{\cos \lambda} - \frac{\pi d'_2}{360 \cdot \cos \lambda} \varphi, \quad (\text{B.7})$$

звідки діаметр пружно деформованого витка буде рівним

$$d'_2 = \frac{d_{02}}{1 + \frac{\varphi}{360}}. \quad (\text{B.8})$$

Величина пружної деформації буде рівна

$$\delta'' = d_{02} - d'_2 = d_{02} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{\varphi}{360}} \right), \quad (\text{B.9})$$

відповідно поточна зміни зазору між спіралями

$$\delta_{nom} = \frac{\delta' + \delta''}{2}. \quad (\text{B.10})$$

З урахуванням залежностей (B.6) і (B.9) поточна зміна зазору δ_{nom} між спіралями комбінованого пружно-гвинтового елемента буде рівна

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[d_{01} \left(\frac{1}{1 - \frac{\varphi}{360}} - 1 \right) + d_{02} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{\varphi}{360}} \right) \right]. \quad (\text{B.11})$$

Дійсний зазор δ між спіралями є різницею між початковим значенням δ_0 і його поточною зміною δ_{nom} та з урахуванням залежності (B.11) рівний

$$\delta = \delta_0 - 0,5 \cdot \left[d_{01} \left(\frac{1}{1 - \frac{\varphi}{360}} - 1 \right) + d_{02} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{\varphi}{360}} \right) \right]. \quad (\text{B.12})$$

За рівністю (B.12) можна дослідити зміну зазору із співвідношення зміни діаметрів спіралей внаслідок закручування муфти, а при проектуванні комбінованого пружного елемента необхідно враховувати навантаження і пружні характеристики спіралей. Тому для встановлення залежності зміни зазору від навантаження у вигляді обертального моменту, що сприймає муфта, конструктивних параметрів і пружних властивостей спіралі розглянемо випадок зміни δ з використанням залежності [270]

$$\varphi = \frac{T\pi D i_n}{EI_o}. \quad (\text{B.13})$$

Для пружин, що працюють на кручення, кут закручування під дією моменту визначають за формулою, яка враховує вище вказані параметри і рівностей (B.5) і (B.8), які описують співвідношення між зміною діаметра і кутом закручування спіралі. У випадку коли закручування здійснюється проти напрямку її навивання, тобто відбувається збільшення діаметра спіралі початковий діаметр можна визначити із наступного співвідношення

$$d_{01} = d'_1 \left(1 - \frac{\varphi}{360} \right), \quad (\text{B.14})$$

а діаметр спіралі згідно рівності (B.13) буде рівний

$$d_{01} = \frac{\varphi EI_{o1}}{T\pi i_{c1}}. \quad (\text{B.15})$$

Прирівнявши отримані залежності отримаємо формулу для визначення діаметра спіралі після деформації

$$d'_1 = \frac{\varphi EI_{o1}}{T\pi i_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360} \right)}. \quad (\text{B.16})$$

Якщо виразити осьовий момент інерції перерізу витка спіралі через його конструктивні параметри, а кількість витків спіралі i_{c1} через співвідношення

$$i_{c1} = \frac{L_{c1}}{t_{c1}}, \quad (B.17)$$

$$d'_1 = \frac{\varphi E b_1 h_1^3 t_{c1}}{12T\pi L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)}. \quad (B.18)$$

Аналогічно для випадку зменшення діаметра спіралі залежність (B.18) з врахуванням співвідношення (8) запишеться як

$$d'_2 = \frac{\varphi E b_2 h_2^3 t_{c2}}{12T\pi L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)}. \quad (B.19)$$

Поточну зміну зазору між спіралями окрім формули (B.10) можна виразити через різницю діаметрів спіралей після пружної деформації (рис. B.1.4)

$$\delta_{nom} = \frac{d'_2 - d'_1}{2}, \quad (B.20)$$

а з врахуванням залежностей (B.18) і (B.19) рівність (B.20) набуде наступного вигляду

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E}{12T\pi} \left(\frac{b_1 h_1^3 t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{b_2 h_2^3 t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (B.21)$$

При умові, що поперечні перерізи обох спіралей є ідентичними рівність (B.21) можна записати наступним чином

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E b h^3}{12T\pi} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (B.22)$$

Якщо кількість витків спіралей пружного елемента є однаковою то залежність (B.22) запишеться як

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E b h^3}{12T\pi i_c} \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (B.23)$$

З врахуванням залежності (B.22) рівність (B.13) для визначення дійсного зазору δ між спіралями, в залежності від навантаження і їх пружних характеристик, можна представити у наступному вигляді

$$\delta = \delta_0 - 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E b h^3}{12T\pi} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (B.24)$$

Значення обертального моменту, що сприймає муфта можна знайти із співвідношення

$$T = \frac{\varphi E b h^3}{24\pi\delta_{nom}} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right). \quad (B.25)$$

В загальному випадку залежність між жорсткістю та моментом, що сприймає муфта можна виразити через кут закручення муфти [265]

$$T = C\varphi. \quad (B.26)$$

То з врахуванням залежності (B.26) кут закручування і величину обертального моменту можна замінити рівноцінним значенням жорсткості C , яка є функцією кута закручування гвинтового пружного елемента. Відповідно жорсткість пружного комбінованого елемента буде рівною

$$C = \frac{E b h^3}{24\pi\delta_{nom}} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right). \quad (B.27)$$

При проектуванні муфти, задавшись необхідним навантаженням при якому буде працювати пристрій, ширину поперечного перерізу витка спіралей комбінованого пружного гвинтового елемента можна розрахувати за наступною залежністю

$$b = \frac{24\pi\delta T}{\varphi E h^3} \left(\frac{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c1}} - \frac{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c2}} \right). \quad (B.28)$$

Відповідно висота поперечного перерізу витка спіралей буде рівною

$$h = \sqrt[3]{\frac{24\pi\delta T}{\varphi E b} \left(\frac{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c1}} - \frac{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c2}} \right)}. \quad (B.29)$$

Для встановлення взаємовпливу конструктивно-силових параметрів комбінованого гвинтового пружного елемента на характеристики муфти, провівши розрахунок, за допомогою ПЕОМ, при наступних значеннях змінних параметрів $T = 10 \dots 60$ Н·м; $b = 0,01 \dots 0,015$ м; $h = 0,002 \dots 0,003$ м; $t_{c1} = t_{c2} = 0,015 \dots 0,025$ м; $L_{c1} = 0,1 \dots 0,2$ м; $L_{c2} = 0,12 \dots 0,3$ м; $i_c = 5 \dots 15$; $C = 3 \dots 27$ Н·м/рад; $\delta_0 = 0,005 \dots 0,015$ м; $\varphi = 5 \dots 165^\circ$, вище наведених рівнянь графічною побудовою було отримано характеристики муфти $T = f(\varphi)$ і залежності $\delta = f(T; C; \varphi)$ при змінних значеннях конструктивних параметрів комбінованого пружного гвинтового елемента.

Згідно отриманої методом графічної побудови характеристики $T = f(\varphi)$ муфти можна зробити висновок, що даній запобіжно-вібраційній муфті властива нелінійна характеристика, тобто даний пристрій характеризується змінною жорсткістю. А саме жорсткість муфти збільшується із збільшенням пружної деформації гвинтового пружного елемента під дією навантаження, що

є важливим показником вібраційної муфти і забезпечує стабільне функціонування приводу при резонансних режимах.

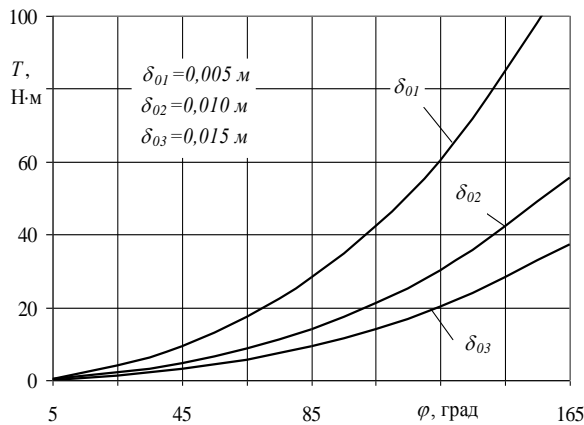


Рис.В.1.5. Характеристика запобіжно-вібраційної муфти $T = f(\varphi)$

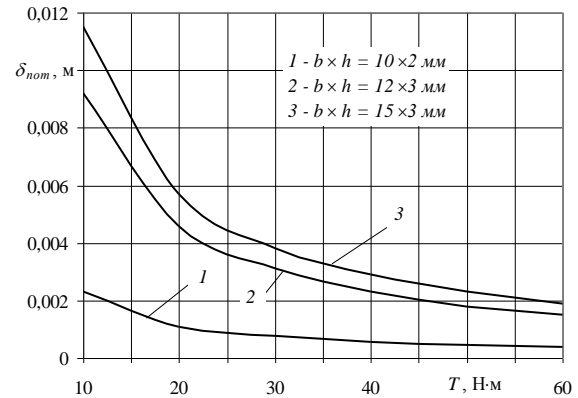


Рис. В.1.6. Залежність зміни поточної величини зазору $\delta_{nom} = f(T)$ при різних значеннях поперечного перерізу витків спіралей

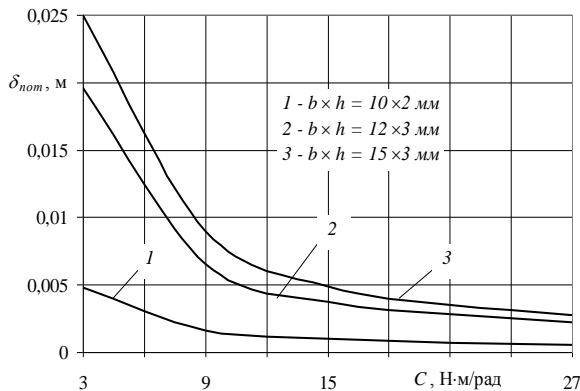


Рис. В.1.7. Залежність зміни поточної величини зазору $\delta_{nom} = f(C)$ при різних значеннях поперечного перерізу витків спіралей

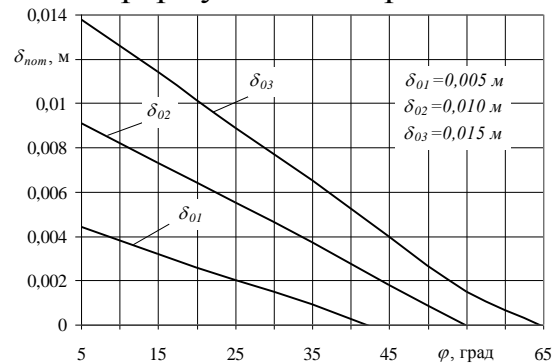


Рис. В.1.8. Залежність зміни поточної величини зазору $\delta_{nom} = f(\varphi)$ при різних значеннях початкового зазору δ_0

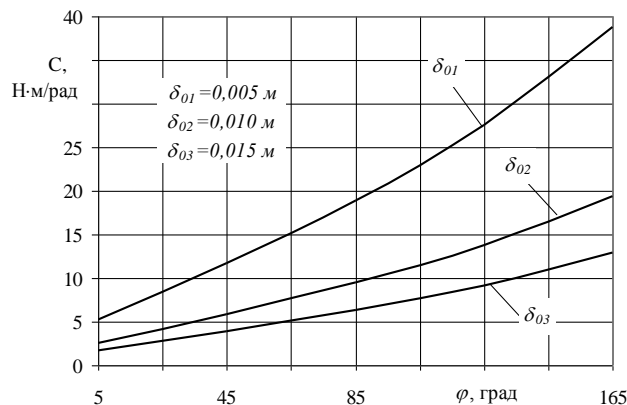


Рис.В.1.9. Залежність зміни жорсткості $C = f(\varphi)$ при різних значеннях початкового зазору δ_0 між спіралями

Проаналізувавши залежності $\delta = f(T; \varphi)$ встановлено, що конструктивно-силові параметри гвинтового елемента мають визначальний вплив на діапазон його пружної деформації, яка характеризує пружні властивості муфти.

Графічні залежності отримані по даних розрахунків підтверджують теоретичні аспекти згідно яких збільшення навантаження зменшує діапазон зазору між спіралями. Зокрема при наростанні навантаження $T = 10 \dots 60$ Н·м, незалежно від поперечного перерізу витків, величина діапазону зазору δ між спіралями пружного елемента зменшується в межах 83%. Гвинтовий пружний елемент з більшим поперечним перерізом витків спіралей характеризується ширшим діапазоном пружної деформації за рахунок запасу міцності. Так діапазон зазору між спіралями пружного елемента з перерізом витків $b \times h = 15 \times 3$ мм на 19,8% більший ніж при $b \times h = 12 \times 3$ мм і на 80% більший ніж при $b \times h = 10 \times 2$ мм.

Так як значення δ обмежується також міцністю спіралей пружного гвинтового елемента то умова міцності для комбінованого пружно-гвинтового елемента запобіжно-вібраційної муфти буде наступною

$$\sigma = \frac{\varphi E h k'}{4\pi\delta} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \leq [\sigma], \quad (\text{B.30})$$

Кут закручування муфти пов'язаний із зміною величини зазору між спіралями лінійною залежністю згідно якої встановлено, що для муфт з початковим значенням зазору $\delta_0 = 0,005$ м оптимальний кут закручування знаходиться в межах $\varphi = 40 \dots 43^\circ$, для $\delta_0 = 0,01$ м - $\varphi = 53 \dots 55^\circ$ і для $\delta_0 = 0,015$ м кут закручування $\varphi = 63 \dots 65^\circ$. Аналізом отриманої залежності виявлено, що при однакових параметрах навантаження і пружних характеристиках спіралей дане співвідношення справджується і для більших значень зазору.

Функція $C = f(\varphi)$ свідчить про лінійне збільшення початкового значення жорсткості пружного гвинтового елемента паралельно із збільшенням кута закручування муфти. Зокрема при менших значеннях зазору ($\delta = 0,005$ м) жорсткість пружного елемента в 1,9...3 рази більша ніж для більших значень зазорів ($\delta = 0,01 \dots 0,015$ м) при однакових кутах закручування муфти, що пояснюється ширшим діапазоном пружної деформації спіралей без їх контактування.

Додаток Д

Додаток Д.1.

Технологічні передумови проектування і складання ланцюгово-пластинчастих транспортерів машин

Під час складання полотен ланцюгово-планчастого конвеєра із П – подібними планками, які використовуються при їх монтуванні на транспортуюче полотно, доцільно застосовувати заклепкові з'єднання, що мають ряд переваг порівняно з традиційними різьбовими з'єднаннями або зварюванням. Зокрема, це збільшення міцності з'єднання, зменшення собівартості виготовлення з'єднувальних елементів та можливість відносно простої заміни П – подібної стрічки у випадку її деформації [16].

На рис.Д.1.1 представлена розрахункова схема для визначення зусилля в з'єднувальних ланках полотна.

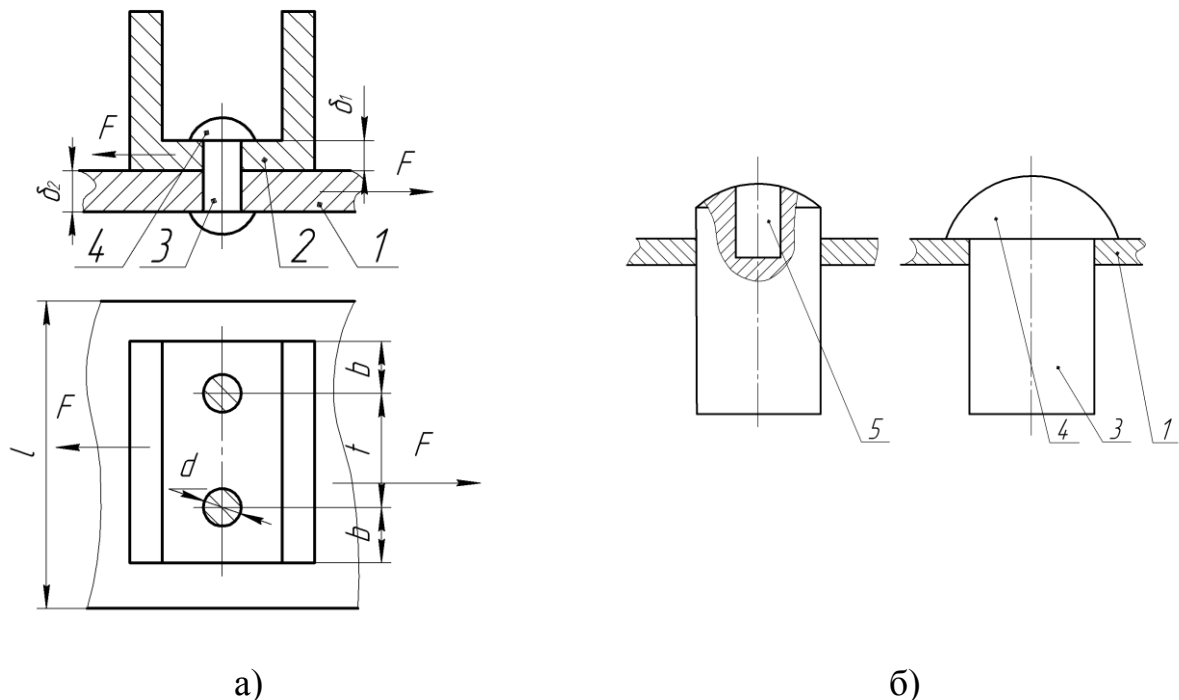


Рис. Д.1.1. Розрахункова схема дії сил в з'єднанні П-подібної планки з ланцюгом: а) і б) конструкції головок заклепок: 1 – ланка ланцюгового полотна; 2 – П-подібна планка; 3 – заклепка; 4 – сформована головка заклепки; 5 – заготовки заклепок

Оскільки дані з'єднання зазнають дії поздовжніх сил (рис. Д.1.1.,а) то припускаємо, що розподіл зусиль на заклепках є рівномірним. Відповідно при розрахунку на зріз допустиме зусилля в з'єднанні буде наступним:

$$F_{зр} \leq [\tau_{зр}] k \frac{\pi d^2}{4}, \quad (Д.1.1)$$

де $[\tau_{зр}]$ - допустиме напруження заклепки на зріз, МПа; k - число заклепок в з'єднанні; d - діаметр заклепки, мм.

При розрахунку з'єднання на зминання, максимально допустиме навантаження в з'єднанні буде рівним:

$$F_{зм} \leq [\sigma_{зм}] n d \delta_{\min}, \quad (Д.1.2)$$

де $[\sigma_{зм}]$ - допустиме напруження заклепок на зминання, МПа; n - кількість заклепок у з'єднанні ($n = k$ - у випадку, якщо тільки одна площа зрізу); δ_{\min} - найменша товщина з'єднуваних частин; мм

Розрахунок з'єднання на розтяг (відривання головок) з'єднувальних заклепок можна провести за формулою:

$$F_p \leq [\sigma_p] n \frac{\pi d^2}{4}, \quad (Д.1.3)$$

де $[\sigma_p]$ - допустиме напруження на розрив.

Згідно заданої схеми зєднання (рис. Д.1.1) перевірка міцності на зріз буде мати наступний вид [270]:

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq [\tau_{зр}]. \quad (Д.1.4)$$

Умова міцності з'єднання на зминання забезпечується, якщо виконується умова:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{n d \delta} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (Д.1.5)$$

Міцність в ослаблomu заклепками перерізі:

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta_l(l - nd)} \leq \sigma_p. \quad (Д.1.6)$$

Еквівалентна деформація формоутворення головок заклепок згідно [57] буде рівною:

$$E_e = \int_0^s \frac{q^*}{h^*} ds, \quad (Д.1.7)$$

де q^* - питоме зусилля;

h^* - відношення об'єкта питомої деформації до площі поперечного перерізу заклепки.

В нашому випадку модульне значення q^* можна прийняти F_p , оскільки дані зусилля фактично діють в одній площині, а сили різносторонньо напрямлені. При цьому:

$$h^* = \frac{V_n}{F_{\max}}, \quad (Д.1.8)$$

де V_n - об'єм пластичної деформації; F_{\max} - площа найбільшого поперечного перерізу заклепки.

На (рис. Д.1.2) зображено заклепки до і після формування головок відомими способами штампуванням або розкатуванням.

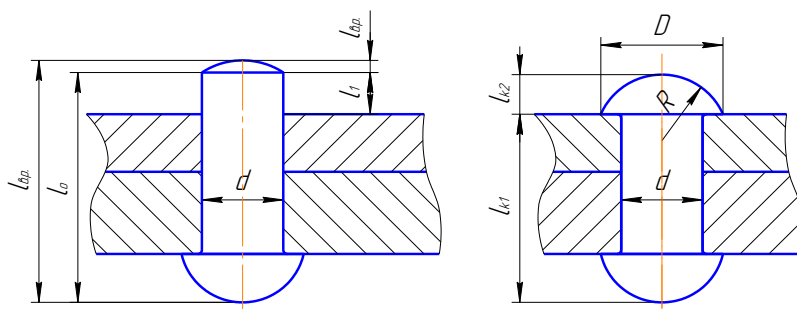


Рис. Д.1.2. Розрахункова схема змін поперечних параметрів з'єднання полотен конвеєра

Відповідно накопичену еквівалентну деформацію можна визначити за формулою:

$$E_e = \int_0^s \frac{[\sigma_p] \cdot n \cdot \pi d^2 / 4 \cdot \pi D^2 / 4}{\pi d_0^2 l_{e.p.} \left(R - \frac{l_{e.p.}}{3}\right)} ds. \quad (\text{Д.1.9})$$

Загальну величину переміщення інструменту під час формування головки (згідно розрахункової схеми) визначають із залежності:

$$S = l_{e.p.} - (l_{k1} - l_{k2}). \quad (\text{Д.1.10})$$

Згідно розрахункової схеми (рис. Д.3.2) співвідношення геометричних розмірів запропонованого стержня є наступним:

$$\frac{l_{e.p.}}{R} = \frac{6\pi l_{k2}^2 \left(R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{d_0}{2}\right)^2}\right)}{\pi d_0^2 (l - l_{k1}) + 1,5d_0}. \quad (\text{Д.1.11})$$

Запропонована методика може мати практичну цінність під час проектування і розрахунку ланцюгово-пластинчастих полотен ТТМСМ, а саме: при визначенні конструктивних параметрів елементів з'єднань необхідне зусилля розклепування і міцнісних розрахунках. Наведені залежності можуть використовуватись при розробці нових механізмів і у ремонтному циклі. На (Рис. Д.1.3) представлено розроблений стенд для заклепування.

Згідно результатів досліджень, отриманих шляхом підстановки різних варіантів даних конструктивних параметрів з'єднуючих елементів, отримані наступні графічні залежності зміни навантаження, яке здатне сприймати з'єднання без порушення його цілісності (рис. Д.1.3, рис. Д.1.4, рис. Д.1.5).

Як видно із графічних залежностей, отриманих розрахунком теоретичних даних, міцність з'єднання полотен можна забезпечити підбором матеріалу заклепки, її діаметром, а також їх кількістю. Проте кожен із цих параметрів має своє обмеження, зокрема матеріали з підвищеними значеннями допустимих напружень і збільшені типорозміри заклепки (діаметри) вимагають значних зусиль при утворенні головки, а отже і відповідного обладнання.

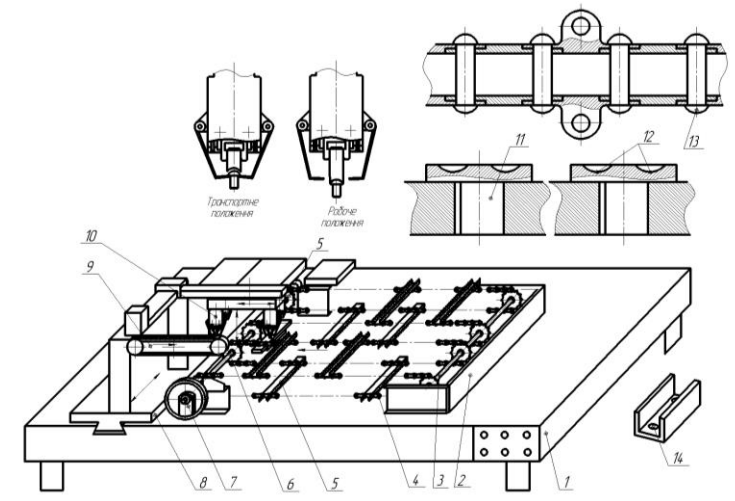


Рис. Д.1.2 Стенд для складання ланцюгово-планчастих полотен транспортерів [276]: 1 – плита; 2 – підставка; 3 – ведений вал; 4 – ланцюг; 5 – П-подібні планки; 6 – ведучий вал; 7 – привідний механізм; 8 – направляюча стола; 9 – механізм подачі заклепок; 10 – шпindelі клепацьких головок; 11 – заклепки

Крім того великі значення діаметрів і кількості заклепок обмежуються габаритами зони фіксації полотна ТТСМ і викликають послаблення з'єднання.

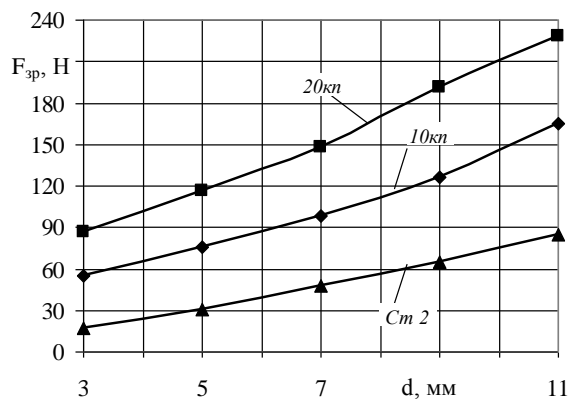


Рис. Д.1.3 Графічні залежності зміни зусилля зрізу від діаметра заклепок для різних матеріалів

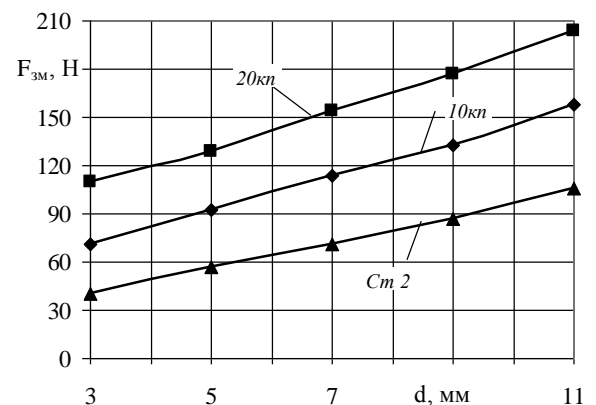


Рис. Д.1.4. Графічні залежності зміни зусилля змінання від діаметра заклепок для різних матеріалів

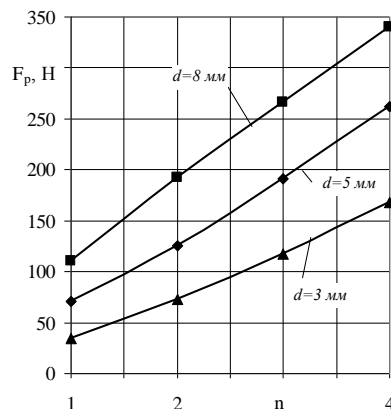


Рис. Д.1.5 Графічні залежності зміни зусилля відривання головок (розриву) з'єднання від кількості площин розриву (кількості заклепок) для різних типорозмірів заклепок

Додаток Д2

Статистична оцінка відхилень від круглості циліндричних поверхонь втулок приводних роликів ланцюгів крматорського виробництва

Проаналізовано існуючі методи і результати досліджень відхилень Δ від круглості циліндричних поверхонь [106, 161, 164, 355], які були здійсненні на основі обробки круглограм. Показано, що для статистичної оцінки відхилень від круглості використовується гармонічний аналіз відхилень за кутом повороту як випадкова функція виду $\Delta = f(\varphi)$. Встановлено, що у випадку використання методу Спрега і усередненої круглограми у лінійчастому спектрі амплітуд перша гармоніка відсутня.

З точки зору контактування двох циліндричних поверхонь запропоновано оцінювати величину Δ як відхилення від описаного кола навколо круглограми для зовнішньої циліндричної поверхні і як відхилення від вписаного кола в круглограму для внутрішньої циліндричної поверхні.

Для отримання відхилень від круглості використали трьохкоординатну вимірювальну машину моделі LH-108 фірми WEnsel (Німеччина). Схема вимірювання величини відхилень Δ_i при i -ому положенні проілюстрована рисунком 1 (де i – порядковий номер положень, $i=1,2,3 \dots 15,16$).

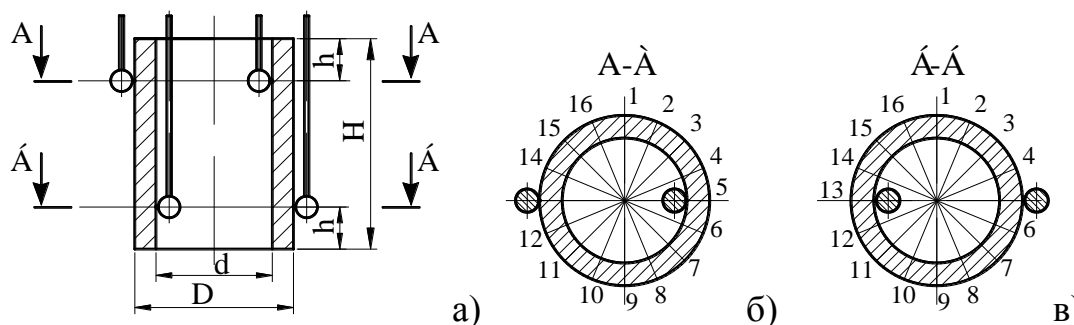


Рис. Д.2.1. Схематичне зображення вимірювання відхилень від круглості зовнішньої і внутрішньої циліндричних поверхонь згортних втулок на машині LH-108: а) – розміщення щупів і перерізів, в яких вимірювались відхилення Δ_i ; б) і в) – відповідно перерізи А-А і Б-Б.

Об'єктом експериментальних досліджень були втулки НВО "Промтехконструкція" з параметрами: зовнішній діаметр $D=11^{0.05}_{0.02}$, внутрішній діаметр $d=8^{0.05}_{0.02}$, висота $H=22,5$ мм, виготовленими за різними технологічними процесами. Величину h прийняли рівною 5мм, а величина вибірки втулок складала 5 шт.

Отримано значення Δ_i як різницю віддалі від заданої точки до серединного кола в кожному із 16 положень на заданих величинах h від нижнього і верхнього торців кожної із вибірки втулки і побудовано круглограми як зовнішніх, так і внутрішніх перерізів циліндричної поверхні втулок. Вписавши коло у круглограми перерізу внутрішньої циліндричної поверхні та описавши коло навколо круглограми зовнішньої циліндричної поверхні, знайшли

значення відхилень від круглості $\Delta i\vartheta$ та $\Delta i\zeta$ відповідно перерізів внутрішньої та зовнішньої циліндричних поверхонь.

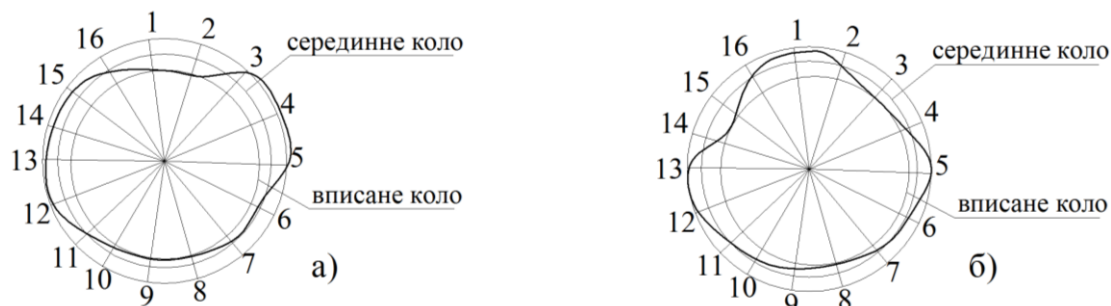


Рис.Д.2.2. Круглограми відхилень від круглості окремих втулок з 1-ої – а) та 2-ої – б) вибірок внутрішньої циліндричної поверхні на віддалі 5 мм від верхнього торця втулок, виготовлених за різними технологічними процесами.

Апроксимувавши отримані дані тригонометричним рядом Фур'є, отримали лінійчастий спектр гармонік для кожної із втулок малих вибірок, середні значення $\bar{\Delta i\vartheta}$ і $\bar{\Delta i\zeta}$ та відповідні значення дисперсії розсіювання $D(\Delta i\vartheta)$ і $D(\Delta i\zeta)$.

Прийнявши, що $\bar{\Delta i\vartheta}$, $\bar{\Delta i\zeta}$ та $D(\Delta i\vartheta)$, $D(\Delta i\zeta)$ величини випадкові, використавши теорію малих вибірок, знайшли середні вибіркові значення $\bar{\Delta j}$ відхилень від круглості та вибіркові дисперсії $D(\Delta j)$ для кожної із вибірок, тут j – порядковий номер вибірки

Використавши критерії Стюдента і Фішера, оцінили суттєвість відмінності між характеристиками розсіювання $\bar{\Delta j}$ і $D(\Delta j)$, отриманими для кожної із досліджуваних вибірок.

За отриманими результатами визначили мінімальні значення величин $\bar{\Delta j}_{\min}$ і $D(\Delta j)_{\min}$, за якими встановили найпрогресивніший технологічний процес, при якому досягається найвища точність геометричної форми досліджуваних втулок.

Додаток Д.3.

Основні положення і визначення несучої здатності приводних роликів і тягових пластинчастих ланцюгів

1. Несуча здатність ланцюгової передачі. Спробуємо дати визначення несучої здатності для ланцюгової передачі. Несуча здатність ланцюгової передачі за [69, 70] – це її здатність виконувати роботу, тобто передавати певну потужність при потрібній довговічності (терміні служби) передачі. Як правило, потужність визначається як функція швидкості аналітичним або графічним методом.

У роботі [117] подають визначення терміну "навантажувальна здатність", яке за змістом співпадає з даним нами визначенням несучої здатності. Навантажувальну здатність оцінюють граничною потужністю, яку може передавати ланцюгова передача із заданими геометричними та кінематичними параметрами при потрібному ресурсі її роботи в конкретних експлуатаційних умовах. Як бачимо, це одне і те ж поняття, яке в подальшому будемо називати "несуча здатність".

Розглянемо як несуча здатність ланцюгової передачі зв'язана з її працездатністю. Працездатність – це такий стан виробу (ланцюга, зірочки, ланцюгової передачі в цілому), при якому в даний момент часу його основні параметри знаходяться в межах, встановлених вимогами технічної документації [117, 317]. Цими параметрами є:

- кінематичні параметри, зумовлені зношуванням ланцюга і зірочок;
- міцність окремих деталей ланцюгової передачі (статична і втомна);
- міцність пресових з'єднань валик-пластина, втулка - пластина.

Таким чином, поняття працездатності ширше, ніж поняття несучої здатності, тому можна розглядати поняття несучої здатності ланцюгової передачі за кожним із параметрів працездатності. Як бачимо, для несучої здатності ланцюгової передачі силовий фактор є одним з основних.

2. Несуча здатність приводних роликів і втулкових ланцюгів та їх елементів. Несуча здатність шарнірних вузлів, в тому числі і для приводних ланцюгів, згідно з [231, 317] визначається міцністю провущин, пластин та валиків. Критерієм вичерпання несучої здатності вважають значні незворотні пластичні деформації: згин валика, контактне зминання, розрив або зріз провущин, руйнування одного з елементів, що утворюють вузол, які відбуваються при певних зусиллях. У [350] наближено розв'язано часткові задачі для провущин пластин в припущенні рівномірно розподіленого навантаження по дузі контакту з

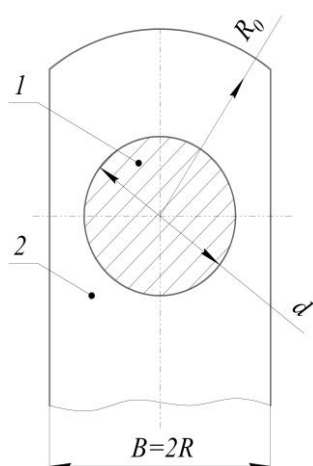


Рис Д.3.1. Схематичне зображення провущини із округленою головкою: 1 – болт, 2 - пластина.

валиком. Наприклад, для провущини пластинчастого ланцюга, в якого пластина має округлену головку радіусом R_0 і співвідношення діаметра внутрішнього отвору d до ширини провущини $B=2R$, що дорівнює $d/2R=0,5$ граничне значення несучої здатності за умовою текучості визначається із залежності:

$$F_{sp} = 0,625^{40,125} \cdot (2R - d) + \sigma_T, \quad (\text{ДЗ.1})$$

де F_{sp} – граничне навантаження, що визначає несучу здатність; σ_T – границя текучості матеріалу.

Теоретично визначено оптимальне значення співвідношення радіуса головки провущини до діаметра отвору пластини $R_0/d=1,16$ пластинчастих ланцюгів та співвідношення $d/2R=0,588$ і $d/t=1,44$ (тут t – товщина пластини), вище від яких несуча здатність не зростає. Значення $R_0/d=1,16$ підтверджено експериментально на зразках із Сталі 40Н. Таким чином, приблизними теоретичними рішеннями можна отримати інформацію для оцінки несучої здатності елементів шарнірного вузла за границею текучості. Експериментальні дані про міцність провущин і з'єднань використовують у розрахунковій практиці для обчислення несучої здатності.

Руйнування деталей при дії змінних напружень викликане утворенням втомних тріщин в найнапруженіших зонах деталі, тобто в місцях їх найбільшої концентрації. В пластинах ланцюгів такими місцями є провущини, де дійсні напруження завжди набагато перевищують середні (номінальні). Найповніше аналіз цих робіт виконаний І. І. Івашковим [129, 130]. Недоліки технічних рішень задачі про розподіл напруг у провущині пластини наочно продемонстровані розрахунком, запропонованим Бернгардом. В поданих формулах Бернгарда і виконаного за ними розрахунку видно, що форма провущини, висота головки і характер посадки навантажувального стержня не впливають на кінцеві результати обчислень. Це протирічить дослідним даним. Шість різновидностей пластин Бернгард зводить до однієї, в той час як дійсні максимальні напруження в цих пластинах в певному перерізі можуть відрізнятись у два - три рази і на 40% відрізняються від таких напружень, визначених за формулами Бернгарда.

У [149] викладений спосіб розрахунку провущини, що базується на теорії кривого бруса при уточнених законах розподілу навантажень в контактній провущині з валиком в розрізі. Розглянута поведінка провущини в умовах малоциклового навантаження за межею текучості і відзначені значні резерви міцності. Результати цих розрахунків точніші, ніж за Бернгардом і Ляме. Розрахунок провущин наведений в роботах [24, 68, 394], в яких запропоновані різні методи зменшення величини напружень в провущинах.

Із наведеного вище визначення несучої здатності ПРВЛ визначається роботою або потужністю при заданій довговічності. Враховуючи, що потужність дорівнює добутку сили на швидкість, можна при заданій швидкості подавати несучу здатність ланцюга граничним зусиллям F , яке передає приводний ланцюг.

Тоді несуча здатність ПРВЛ визначається за формулою:

$$F_{H.3.} = [p_0] \cdot F_{оп}, \quad (Д.3.2)$$

де $F_{H.3.}$ – граничне допустиме зусилля, яке передає ПРВЛ і ТПЛ;

$[p_0]$ – допустимий тиск в шарнірі ланцюга, що приймається в залежності від критерію довговічності, параметрів передачі, МПа;

$F_{оп} = d \cdot l$ – опорна площа поверхні шарніра, мм², [317],

де d – діаметр осі, м l – довжина втулки, мм.

Допустимий тиск в шарнірі ланцюга залежить від його типу, рядності, умов змащування, що враховується відповідно коефіцієнтами типу рядності, змащування k_u , k_m , k_c і розрахункового базового тиску p_0 шарнірі ланцюга, який вибирається в залежності від критерію довговічності [69, 70], тобто:

$$[p_0] = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot p_0. \quad (Д.3.3)$$

При розрахунку працездатності приводних роликів ланцюгів за критерієм зносостійкості на основі вітчизняного та закордонного досвіду розрахунку ПРВЛ при нормальних умовах роботи і відомій швидкості v руху ланцюга, величину p_0 рекомендують визначати із залежностей:

$p_0 = 25/\sqrt[3]{v} \leq 54$ МПа – для ПРВЛ, [122];

$p_0 = 40$ МПа – для пластинчастих тягових ланцюгів.

Тоді $F_{H.3.}$ визначається за формулою:

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot 25/\sqrt[3]{v} \cdot F_{оп}. \quad (Д.3.4)$$

Якщо відомі швидкість руху ланцюга і число зубів z_1 меншої зірочки, то для ПРВЛ

$$p_0^v = 6,25 \cdot \sqrt{z_1} / \sqrt[3]{v} \leq 54 \text{ МПа}, \quad (Д.3.5)$$

і відповідно

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot 6,25 \cdot \sqrt{z_1} / \sqrt[3]{v} \cdot F_{оп}. \quad (Д.3.6)$$

Якщо швидкість руху ланцюга невідома і параметри передачі відрізняються від нормальних, то p_0 в шарнірі рекомендують визначати із виразів в залежності від вихідних даних [70]:

– при частоті обертання $n_1 \geq 50$ об/хв і діаметрі кола D_1 меншої зірочки

$$p_0^D = 670 / \sqrt[3]{n_1 \cdot D_1} \leq 54 \text{ МПа}, \quad (Д.3.7)$$

– при частоті обертання $n_1 \geq 50$ об/хв і крокові ланцюга t з врахуванням числа зубів z_1 меншої зірочки

$$p_0^n = 400 \cdot k_{pz} / \sqrt[3]{n_1 \cdot t} \leq 54 \text{ МПа}. \quad (Д.3.8)$$

Значення коефіцієнта k_{pz} , що враховує число зубів ведучої зірочки z_1 , наведені у [70].

Тоді

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot 400 \cdot 0,625 \cdot \sqrt{z_1} / \sqrt[3]{n_1 \cdot t} \cdot F_{оп}. \quad (Д.3.9)$$

При заданій довговічності ПРВЛ ($C \leq 1000$ год) базовий допустимий тиск в шарнірі визначають в залежності від міжцентрової віддалі отворів пластин A , в кроках, передавального числа u , швидкості руху $v \geq 1$ м/с, а також при умовах регулярного змащування ($k_c = 1$), спокійного навантаження ($k_y = 1$) і при

допустимому збільшенні контактного кроку $\Delta t = 0,03 \cdot t_n$, де t_n – номінальне значення контактний кроку ПРВЛ, а значення базового допустимого тиску і несуча здатність виражаються такими залежностями:

$$p_o^c = 4350 \cdot \delta_t \cdot \sqrt{z_1} / C \cdot \sqrt[3]{u \cdot A_t / V} \leq 54 \text{ МПа}, \quad (\text{Д.3.10})$$

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot \delta_t \cdot \sqrt{z_1} / C \cdot \sqrt[3]{u \cdot A_t / V} \cdot F_{OП}. \quad (\text{Д.3.11})$$

Розрахунок допустимого базового тиску за витривалістю деталей ПРВЛ при базовому терміні служби $C = 10000 \dots 15000$ годин для середніх значень $A_t = 30 \dots 50$ мм, $u = 1,5 \dots 3$ в залежності від заданих параметрів передачі n_1 , z_1 при спокійному навантаженні ($k_\gamma = 1$) і достатньому змащуванні ($k_c = 1$) рекомендується виконувати за формулами:

– при умові забезпеченні витривалості пластин:

а) для випадку, коли $t \leq 25,4$ мм

$$p_o^{nn} = 32,5 \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[24]{t / 25,4} = 10 Y_{nl} \cdot k_t \leq 54 \text{ МПа}, \quad (\text{Д.3.12})$$

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[24]{t / 25,4} \cdot F_{OП}, \quad (\text{Д.3.13})$$

де Y_{nl} , k_t – відповідно коефіцієнти для визначення допустимого тиску з умови витривалості пластини ланцюга і в залежності від його кроку;

б) для випадку, коли $t > 25,4$ мм

$$p_o^{nn} = 32,5 \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[6]{t / 25,4} = 10 Y_{nl} \cdot k_t \leq 54 \text{ МПа}, \quad (\text{Д.3.14})$$

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[6]{t / 25,4} \cdot F_{OП}; \quad (\text{Д.3.15})$$

де Y_p , k_p – відповідно коефіцієнти для визначення допустимого тиску з умови витривалості роликів та втулок ланцюга і в залежності від його кроку;

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot 118000 \cdot \sqrt{z_1} / n_1 \sqrt{(n_1 / 100)^3} \cdot \sqrt[6]{(t / 25,4)^9} \cdot F_{OП}. \quad (\text{Д.3.16})$$

Розрахунок несучої здатності за витривалістю ланцюга необхідно виконувати тільки для швидкохідних передач [69]. Якщо необхідно забезпечити тривалість роботи ПРВЛ $C < 1000$ годин або $C = 15000 \dots 30000$ годин, розрахунковий базовий тиск в шарнірах потрібно визначати за даним терміном служби за допомогою рівнянь:

а) для пластин при $t \leq 25,4$ мм

$$p_o^{nn} = 32,5 \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[24]{25,4/t} \cdot \sqrt[4]{13500/C} \leq 54 \text{ МПа}, \quad (\text{Д.3.17})$$

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot 32,5 \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[24]{25,4/t} \cdot \sqrt[4]{13500/C} \cdot F_{OП}; \quad (\text{Д.3.18})$$

б) для пластин при $t > 25,4$ мм

$$p_o^{nn} = 32,5 \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[6]{25,4/t} \cdot \sqrt[4]{13500/C} \leq 54 \text{ МПа}, \quad (\text{Д.3.19})$$

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot 32,5 \cdot \sqrt[12]{z_1} / \sqrt[9]{n_1} \cdot \sqrt[6]{25,4/t} \cdot \sqrt[4]{13500/C} \cdot F_{OП}; \quad (\text{Д.3.20})$$

в) для роликів і втулок при $n_1 > n_{\max}$

$$p_o^e = 118 \cdot 10^6 / n_1 \cdot \sqrt{z_1 / n_1} \cdot \sqrt[6]{(25,4/t)^9} \sqrt[8]{13500/C} \leq 54 \text{ МПа}, \quad (\text{Д.3.21})$$

$$F_{H.3.} = k_u \cdot k_m \cdot k_c \cdot 118 \cdot 10^6 / n_1 \cdot \sqrt{z_1 / n_1} \cdot \sqrt[6]{(25,4/t)^9} \sqrt[8]{13500/C} \cdot F_{OП}. \quad (\text{Д.3.22})$$

В таблицях 4-7 [117] подані значення необхідних коефіцієнтів, використаних у формулах (Д.3.11- Д.3.22).

У німецькому стандарті DIN 8195 значення розрахункового базового тиску p_o вибирається в залежності від заданих значень V і z_1 . Для параметрів та

умов, що відрізняються від заданих, значення допустимого в шарнірах ПРВЛ тиску $-[p_0]$ повинно коректуватись за допомогою коефіцієнтів λ_1 , K_N , k_γ , значення яких подані в DIN 8195. Так, коефіцієнт питомого зношування враховує зміну міжцентрової віддалі в діапазоні $A_f = 20..160$ мм в залежності від передавального числа $u = 1..7$ і характеру навантаження k_γ , а також значення коефіцієнта потужності K_N , яке залежить від u і z . Із збільшенням значень параметрів z_1 , u , A_f допустимий тиск $[p_0]$ підвищується в степеневій залежності. Останній забезпечує довговічність ланцюга, яка регламентована DIN 8195. Допустимий тиск можна визначити із залежності:

$$[p_0] = p_0 \cdot k_c \cdot \lambda_1 \cdot K_N / k_\gamma \quad (\text{Д.3.23})$$

Несуча здатність при цьому визначиться за формулою:

$$F_{Н.з.} = p_0 \cdot k_c \cdot \lambda_1 \cdot K_N / k_\gamma \cdot F_{ОП} \quad (\text{Д.3.24})$$

Німецький вчений Рахнер подає формулу для визначення допустимого тиску в шарнірі із врахуванням поправочних коефіцієнтів за DIN 8195

$$[p_0] = p_0 \cdot k_c \cdot c_r \cdot k_\gamma \quad (\text{Д.3.25})$$

де p_0 – вихідний допустимий тиск за DIN 8195;

c_r – коефіцієнт шляху тертя, $c_r = \sqrt[3]{226 \cdot A_f / c(1+u) + 4,75}$.

При цьому вираз для несучої здатності набуде вигляду:

$$F_{Н.з.} = p_0 \cdot k_c \cdot k_\gamma \sqrt[3]{226 \cdot A_f / c(1+u) + 4,75} \cdot F_{ОП} \quad (\text{Д.3.26})$$

Розрахунок несучої здатності ланцюга можна виконувати і за допомогою навантажувальних номограм, поданих у [124], які являють собою залежність максимальної, виходячи з умови міцності і довговічності елементів ланцюга, потужності, яка передається, від швидкості обертання ведучої зірочки. Типова номограма несучої здатності роликів ланцюгів показана на рис. Д.3.2. Задана довговічність роботи передачі забезпечується для потужностей, що лежать в межах заштрихованого контура ОАВС. Ділянка ОА контура визначає несучу здатність ланцюга з умови міцності пластин на втому, ділянка АВ – з умови ударної стійкості роликів, і ділянка ВС – з умови зношування валиків і втулок. У цій праці показана залежність величини потужності ланцюгової передачі від числа зубів ведучої зірочки z_1 . Із збільшенням z_1 несуча здатність ланцюга зростає, що вказує на один із найпростіших способів підвищення потужності, яку передає ПРВЛ.

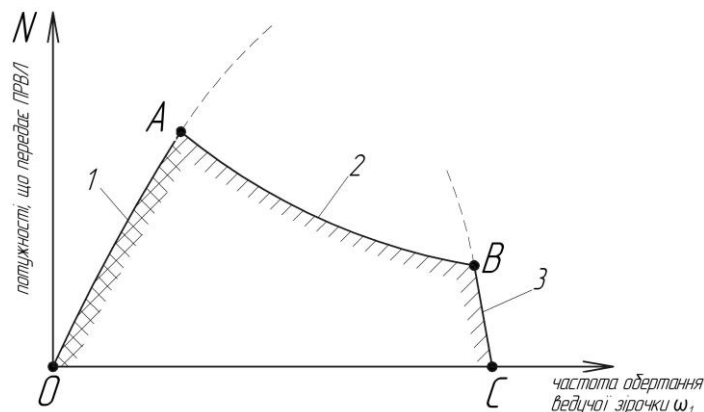


Рис. Д.3.2. Типова номограма несучої здатності ПРВЛ за [124]

Однак найбільший вплив на несучу здатність ланцюга мають точність його виготовлення і монтаж передачі [124]. Зменшення перекосів осей шарнірів може значною мірою збільшити навантаження, що передається. Збільшення терміну експлуатації ланцюга за міцністю роликів вимагає зменшення граничних навантажень.

Для побудови кривої, яка обмежує можливість використання ланцюга за умовою його спрацювання, використовується формула К.П.Жукова [117], що визначає коефіцієнт працездатності M_0 при заданій нормі спрацювання $\bar{\Delta}/t_H \cdot 100\%$:

$$M_0 = k_D \cdot k_{px} \cdot k_u \cdot (k_T \cdot k_y \cdot p + 2p_i) \cdot T \cdot \omega_1^{2/3}, \quad (\text{Д.3.27})$$

де $\bar{\Delta}$ – середнє значення збільшення контактного кроку;

$k_D, k_{px}, k_u, k_T, k_y$ – коефіцієнти, що враховують експлуатаційні, конструктивні, технологічні параметри передачі;

p, p_i – умовні питомі тиски, створювані відповідно корисним навантаженням та інерційними силами;

T – заданий термін придатності ПРВЛ;

ω_1 – частота обертання ведучої зірочки.

При цьому потужність, яку може передавати ПРВЛ, визначають за формулою:

$$N = \frac{\omega_1^{1/3} \cdot R_1 \cdot F_{оп} \cdot M_0}{1000 \cdot T \cdot k_\Sigma} - \frac{2\omega_1^3 \cdot R_{10}^3 \cdot q}{1000 \cdot k_s \cdot g}, \quad (\text{Д.3.28})$$

де R_{10} – радіус ділильного кола ведучої зірочки;

$g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с²;

$k_\Sigma = k_c \cdot k_{px} \cdot k_u \cdot k_T \cdot k_y$ – узагальнений коефіцієнт, значення якого коливаються в межах 1...2;

$k_s = k_T \cdot k_y = 1,0 \dots 1,3$.

Залежність (Д.3.28) зображена на рис. Д.3.3 кривою ОЕС. Як видно із цього рисунку гранична потужність N спочатку збільшується до певної величини, а потім швидко спадає до нуля. При граничній побудові ділянки ОА діаграми необхідно задаватись часом роботи передачі і деяким максимальним коефіцієнтом динамічності k_ϕ . Чим вищий рівень динамічності передачі, тим більше відхиляється від прямої ОЕ крива ОА.

Слід також відзначити, що гранична потужність залежить і від умов експлуатації передачі. Залежно від них крива $N-\omega_1$ перетинає вісь абсцис при різних значеннях ω_1 . Кращим умовам експлуатації відповідають більш допустимі значення потужності й кутові швидкості ведучої зірочки. Сукупність всіх кривих для даного типорозміру ланцюга вказує на шляхи і методи подальшого поліпшення його якості. Під час проектування ланцюга слід забезпечити комплекс таких властивостей, за яких, по можливості, рівномірно задовольнялись би всі критерії працездатності. Графічно ця умова виражається тим, що площа S_{\min} , заштрихована на рисунку 3, повинна бути мінімальною

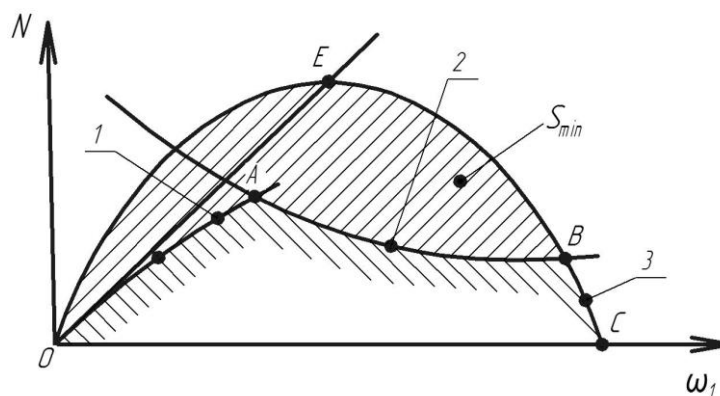


Рис. Д.3.3. Діаграма несучої здатності за потужністю в залежності від кутової швидкості ведучої зірочки [297]: 1, 2 і 3 – криві, що характеризують $N = f(\omega_1)$ з умов забезпечення міцності пластин, стійкості і зношування шарнірів, відповідно

Розглянуті у [297] номограми несучої здатності ланцюга дозволяють по новому висвітлити проектування ланцюгових передач із врахуванням їх початкової точності, монтажу передач, умов роботи і тривалості експлуатації. Побудова подібних номограм для кожного типу ПРВЛ і ряду чисел зубців ведучої зірочки або ж створення відповідних таблиць, які входили б до стандартів на ланцюги, як це подано у [297] безперечно спростить і вдосконалить задачу раціонального вибору ланцюгів за заданими експлуатаційними й конструкторськими параметрами ланцюгового приводу.

Значна робота з проведення розрахунку навантажувальної здатності роликівих передач здійснена Краснодарською науковою школою під керівництвом д.т.н., проф. Глущенко І. П. та д.т.н. проф. Петрика А.О [297]. Згідно із [297] навантажувальна здатність – це оптимальна потужність, яку може передати ланцюгова передача із заданими геометричними і кінематичними параметрами при необхіднім ресурсі роботи її у конкретних експериментальних умовах. Навантажувальну здатність визначають за: граничною потужністю, яка передається ланцюговою передачею з умови втомної міцності пластин ланцюга; границею втомної міцності деталей шарніра ланцюга; за зносостійкістю; за критерієм заїдання в шарнірі. Для визначення навантажувальної здатності використовують метод блокувального контура. Один із варіантів як приклад поданий на рис. Д.3.4., де криві 1, 2, 3 побудовані, виходячи із певних умов:

- 1 – з умови збереження втомної міцності пластин;
- 2 – з умови забезпечення втомної міцності деталей шарніра ланцюга;
- 3 – з умови забезпечення зносостійкості шарнірів.

Розглянуто питання вибору основних параметрів ланцюгових передач з умови забезпечення потрібного терміну служби роликів. Отримані формули дозволяють визначити робочий діапазон чисел обертів ведучої зірочки, швидкість руху ланцюга та її несучу здатність, що зумовлена працездатністю роликів. Наведена формула для визначення потужності, яка передається ланцюгом, в залежності від кроку ланцюга, числа зубів та кутової швидкості

ведучої зірочки. Характер зміни цієї залежності при зміні її визначальних параметрів відповідає результатам досліджень, наведених у [366]. Аналітично встановлена обернено пропорційна залежність терміну служби роликів ланцюгів, які використовуються у швидкохідних і тихохідних передачах, від потужності, що передається, в степені відповідно 0,6 і 4. Для середньохідних передач цей показник змінюється в інтервалі від 4 до 0,6. Усереднене його значення 2,67 отримане експериментально в роботі [42], результати якої покладені в основу американського стандарту на ПРВЛ.

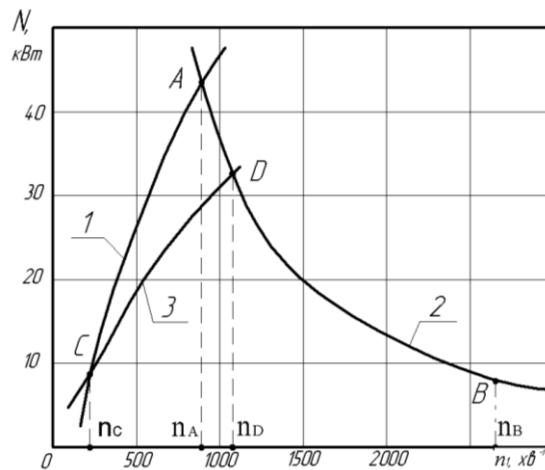


Рис. Д.3.4. Блокувальний контур граничних потужностей для роlikової ланцюгової передачі з параметрами: ланцюг ПР-25,4-600; міжосьова віддаль $a_T=400$ мм; передавальне число $u=1$; число зубців ведучої зірочки $z_1=21$; навантаження рівномірне – $k_v=1$; середній ресурс ланцюга $T=5000$ годин [130]: 1 – з умови збереження втомної міцності пластин; 2 – з умови забезпечення втомної міцності деталей шарніра ланцюга; 3 – з умови забезпечення зносостійкості шарнірів, за [297].

В загальному вигляді несучу здатність ланцюга можна записати як функцію багатьох змінних

$$F_{H.3} = f(k_u; k_c; k_m; V; n_1; z_1; t; C; \delta_t; u; A_t; F_{ОП.}). \quad (Д.3.29)$$

3. Деякі особливості визначення несучої здатності багаторядних і багатоконтурних ланцюгових передач. Вище наведений огляд розрахунку несучої здатності в основному висвітлює роботу однорядної і частково багаторядної ланцюгових передач. Для багаторядних ПРВЛ несуча здатність визначається добутком потужності N , яку передає однорядний ланцюг, на так званий, коефіцієнт рядності k_m [117]. Проте цілий ряд авторів [130, 163-164 297] наводять різні значення коефіцієнта k_m для одних і тих же багаторядних ПРВЛ. Ці дані подані у таблиці. Як бачимо із таблиці 1 значення k_m мають розбіжності. Крім того, вони представлені як постійні величини. Проте, величина k_m має ймовірностний характер [109, 162].

Разом з тим проблема розрахунку несучої здатності паралельно-рядних ланцюгових передач, оснащених двома і більше ланцюгами, практично не вирішена. Частково питання несучої здатності приводних ланцюгів, які

використовуються в паралельно-рядних передачах, розглянуте в [109, 162]. У працях [109, 162-165] вперше зроблено спробу розглянути несучу здатність приводного ланцюга у ймовірностному аспекті через стохастичність коефіцієнта нерівномірності навантаження K_H або коефіцієнта рядності K_m .

В роботі [364] подані значення $K_{m\min}$ як квантилів випадкової величини K_m , для якої функція розподілу $F(K_m) = P\{K < K_m\} = 0,95$ при рівні ризику 0,05 дворядного втулкового ланцюга. При постійній деформації ведучої вітки $\Delta = 837$ мкм і середньоквадратичних відхиленнях контактного кроку $\sigma(t)$ - 30; 40; 50 мкм значення $K_{m\min}$ відповідно дорівнюють 1,81; 1,75; 1,69. При постійному значенні $\sigma(t) = \text{const}$ і змінних значеннях Δ - 837 мкм; 1038 мкм; 1554 мкм відповідно значення $K_{m\min}$ дорівнювали : 1,84; 1,76; 1,69. Отримані результати [164] підтверджують, що нерівномірність навантаження деталей ланцюга на рядах, що оцінюються відносним показником K_m , залежать від точності контактних кроків, жорсткості ланцюга та довжини робочої вітки.

В роботі [107] доведено, що кутова орієнтація втулок, яка виключає можливість контакту валика із швом втулки, підвищує точність розмірних параметрів дворядних втулкових приводних ланцюгів, з кроком 9,525 мм і зокрема, середнє значення K_m підвищується з 1,7 до 1,82. Підвищення коефіцієнта рядності і відповідно рівномірності навантаження рядів ланцюга позитивно впливає на його несучу здатність.

В дослідженнях Хавасової Н.І. [364] запропоновано, враховуючи важкі режими експлуатації приводних ланцюгів підвищеної міцності і точності ПЛМТ (наприклад, для бурових установок), здійснити заміну ланцюгових передач, оснащених трирядними ПРВЛ, на триконтурну ланцюгову передачу, оснащену трьома однорядними ланцюгами. Така реконструкція дала можливість підвищити довговічність ланцюгових передач у три рази, зменшити ударні навантаження на 20%, а нерівномірність навантажень по контурах - у два рази за умови використання зірочки з пружними елементами .

Таблиця.Д.3.1 Значення k_m в залежності від кількості рядів багаторядних ланцюгів для ПРВЛ і приводних ланцюгів підвищеної міцності і точності ПЛМТ, запропоновані різними авторами.

Типи ланцюгів	КІЛЬКІСТЬ РЯДІВ, m						Автори, країна, рік
	1	2	3	4	6	8	
ПЛМТ	1,0	1,8	2,5	3,2	4,5	5,8	Баграмов Р.А. Росія, 1988
ПРВЛ	1,0	1,8	2,7	3,6	5,4	-	Кунтцман П.Франц ія, 1961
	1,0	1,7	2,5	3,0	-	-	Решетов Д. М. Росія, 1974[317]
	1,0	1,7	2,5	3,0	-	-	Глущенко И. П. Петрик А. А. Росія, 1973[69]
	1,0	1,8	2,5	3,3	4,5	-	Столбін Г. Б. Готовцев А. А Котьонок І. П. Росія, 1973
	1,0	1,8	2,55	3,2	4,5	5,6	Готовцев А. А Котьонок І. П. Росія, 1982[75]

4. Несуча здатність тягових пластинчастих ланцюгів. Найповніше питання несучої здатності тягових пластинчастих ланцюгів (ТПЛ) висвітлено у працях І.І. Івашкова [131], в яких визначено, що при роботі такого ланцюга можливі три види його граничних станів за критерієм міцності:

- втомне руйнування деталей;
- поява в деталях ланцюга недопустимих пластиних деформацій;
- повне руйнування деталей під дією короткотермінового перевантаження.

Несучу здатність ТПЛ пропонують визначати руйнівними навантаженнями відповідно $Q_{p.в.}$, $Q_{p.д.}$ і $Q_{p.с.}$, при яких можуть виникнути ці граничні стани.

Руйнівне навантаження (кН) за границею витривалості матеріалу пластин згідно з [129] пропонують визначати за формулою:

$$Q_{p.с.н.} = \frac{0,2 \cdot m \cdot (b - 2r_1) \cdot s \cdot \sigma_{-1p} \cdot \beta \cdot K_{p.н.}}{[1 + q \cdot (\alpha_\sigma - 1)] \cdot (1 + \psi)}, \quad (\text{Д.3.30})$$

де m – число пластин у ланці ланцюга;

b , r_1 , s – параметри пластини: ширина, радіус (ширина) отвору і товщина пластини, відповідно;

$\sigma_{-1p} = 0,3\sigma_\epsilon$ (МПа) – границя витривалості при розтягу (тут σ_ϵ - границя міцності матеріалу пластини МПа);

β – коефіцієнт, що враховує стан поверхні, змащування і спосіб з'єднання пластин з валиками і втулками;

$K_{p.n.}$ – коефіцієнт режиму навантаження;

q – коефіцієнт чутливості металу до концентраторів напружень;

α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень;

ψ – коефіцієнт, який характеризує форму діаграми граничних напружень.

Руйнівне навантаження (кН) за границею витривалості матеріалу валика на згин по його середині пропонують визначати за формулою [131]:

$$Q_{p.v.v.} = \frac{0,15 \cdot \sigma_{-1} \cdot d^3 \cdot \varepsilon \cdot \beta \cdot K_{p.n.}}{(2l' - l'') \cdot (1 + \psi) \cdot K_\sigma}, \quad (\text{Д.3.31})$$

де σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі згину;

d , l' і l'' – розмірні параметри: діаметр валика, ширина ланцюга по внутрішніх пластинах і ширина ланки по серединах зовнішніх пластин, відповідно;

ε – масштабний фактор;

$K_{p.n.}$ – коефіцієнт режиму навантаження;

ψ – коефіцієнт, який характеризує форму діаграми граничних напружень;

K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при згині;

β – коефіцієнт, який враховує якість обробки поверхні валика;

$K_{p.n.}$ – коефіцієнт режиму навантаження.

Руйнівне навантаження (кН) за границею витривалості матеріалу втулок [131]:

$$Q_{p.v.st.} = \frac{0,157 \cdot \sigma_{-1} \cdot l'' \cdot d_1 \cdot \beta \cdot K_{p.n.}}{K_\psi \cdot K_\phi \cdot K_{n.p.} \cdot K_\sigma \cdot (1 - \psi)}, \quad (\text{Д.3.32})$$

де σ_{-1} , β і $K_{p.n.}$ визначаються так як і для валів;

l'' і d_1 – ширина ланки по внутрішніх пластинах, яка дорівнює висоті втулки, і зовнішній діаметр втулки, відповідно;

K_ψ – коефіцієнт, який враховує зниження розрахункового приведенного напруження при наявності цементації;

K_ϕ – коефіцієнт, що враховує вплив числа зубів z і їх форму на зусилля сплющування втулки на зірочці;

$K_{n.p.}$ – коефіцієнт приведених напружень, який враховує сумісний вплив напружень від згину і сплющування втулки під дією навантаження від зубця зірочки;

K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень для втулок.

Руйнівне навантаження (кН) за границею міцності матеріалу пластин:

$$Q_{p.v.n.} = 0,1 \cdot m \cdot K_\sigma \cdot K_{n.с.} \cdot (b - 2r_1) \cdot s \cdot \sigma_s, \quad (\text{Д.3.33})$$

де K_σ – коефіцієнт, який враховує вплив розмірів, форми отвору і термообробку;

$K_{n.с.}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між пластинами при розриві.

Руйнівне навантаження (κH) за границею міцності матеріалу валиків при згині у перерізі, що проходить по середині довжини валика перпендикулярно до його поздовжньої осі [129]:

$$Q_{p.v.v.} = \frac{0,0785 \cdot d^3 \cdot \sigma_g}{(2l' - l'') \cdot K_p}, \quad (\text{Д.3.34})$$

де d – діаметр валика;

K_p – коефіцієнт, що враховує вплив співвідношень валика і втулки.

Руйнівне навантаження (κH) за границею міцності матеріалу втулок [131]:

$$Q_{p.v.st.} = \frac{0,0785 \cdot \sigma_g \cdot l'' \cdot d_1}{K_y \cdot K_\phi \cdot K_{n.p.}}. \quad (\text{Д.3.35})$$

Руйнівне навантаження за границею текучості матеріалу пластин можна приблизно визначити із співвідношення $Q_{p.s.} = Q_{p.v.n.} \cdot \sigma_s \cdot \sigma_g$. Визначати руйнівні навантаження за границею текучості матеріалів інших деталей (валів, втулок) немає необхідності, так як їх пластична деформація не лімітує їх несучу здатність.

Руйнівне навантаження $Q_{p.v.n.}^g$ за несучою здатністю пластин при випробуванні ланцюгів на роботоздатність необхідно визначати із виразу (Д.3.26), тобто прийняти $Q_{p.v.n.} = Q_{p.v.n.}^g$, так як характер навантаження пластин в процесі роботи і при випробуваннях ідентичні.

На відміну від пластин на валики при випробуваннях ТПЛ на розтяг навантаження діє по іншому, і тоді несуча здатність валиків вища, ніж при їх експлуатації і визначається формулою [131]:

$$Q_{p.v.v.}^g = \frac{0,118 \cdot K_{n.v.} \cdot d^3 \cdot \sigma_g}{K'_p \cdot [3(c_2 - l'') + 2a]}, \quad (\text{Д.3.36})$$

де K'_p – коефіцієнт, що залежить діаметра валика і висоти втулки;

c_2 – розмірний параметр, що визначається віддаллю між внутрішніми плоскими поверхнями зовнішніх пластин ТПЛ;

a – довжина площадки дотику zdeформованого вала і втулки.

5. Ймовірнісний аспект несучої здатності ПРВЛ і ТПЛ. Умови навантаження деталей ПРВЛ і ТПЛ та характеристики міцності мають певне розсіювання, що є наслідком змінності умов експлуатації, розсіюванням геометричних розмірів деталей ланцюгів, відхилень фізико-механічних властивостей матеріалів і технологій виготовлення. Значення запасу міцності можна визначити за середніми значеннями діючих зусиль і несучої здатності або за експериментальними (найбільшим за зусиллям і найменшим за несучою здатністю).

У тому чи іншому випадках необхідна величина запасу міцності визначається вимогами надійності при певних умовах роботи. Надійність оцінюється ймовірністю появи руйнувань окремих елементів конструкції із загального числа працюючих деталей в ланцюгах. Аналіз літературних даних [162, 165] показує, що стосовно ПРВЛ і ТПЛ ще недостатньо розроблені методи імовірнісної оцінки несучої здатності цих виробів.

Додаток Ж
Додаток Ж.1

Методика проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортно-технологічних механізмів та їх елементів

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [3]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (\text{Ж.1.1})$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні; ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Повнофакторний експеримент (ПФЕ) проводили на трьох рівнях варіювання факторами. Нульовий рівень, або середнє значення кожного вхідного фактору, визначали за формулою [3, 305]:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (\text{Ж.1.2})$$

де X_0 - числове значення нульового рівня вхідного фактору;

X_{max} - числове значення верхнього рівня вхідного фактору;

X_{min} - числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Визначали інтервали варіювання факторами [3]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (\text{Ж.1.3})$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [3, 305]. Після кодування вхідних факторів складали

план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті, наведені відповідно у табл. 5.1. З метою достовірної оцінки ГТТМ під час проведення експериментальних лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [3, 110, 339], при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [110]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (\text{Ж.1.4})$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);

$j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (\text{Ж.1.5})$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (\text{Ж.1.6})$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (\text{Ж.1.7})$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [110].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1)N. \quad (\text{Ж.1.8})$$

Якщо умова значимості (Ж.4) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння

регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F -критерієм Фішера наступним чином [110]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (\text{Ж.1.9})$$

де $N - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності; g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії; \bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді; \tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (\text{Ж.1.10})$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення досліді;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [2, 110,]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності [110]:

$$F_p < F_T. \quad (\text{Ж.1.11})$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p -критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

Додаток 3

Технічна характеристика універсального обкатного верстату 5A725:

Найбільший діаметр веденого зубчастого колеса	500 мм
Кути між осями шпинделів:	
найменший	45°
найбільший	180°
Найбільша міжосьова відстань:	175 мм
Найбільша довжина твірної ділильного конуса веденого конічного колеса	не менше
250 мм	
Модуль зубчастих коліс:	
найменший	2,5
найбільший	10
Число швидкостей ведучого шпинделя:	2
Частота обертання ведучого шпинделя	625; 1250 об/хв
Електродвигун трьохфазного струму	АО2-42-8/4СПУ3
Потужність	2,3; 3,9 кВт
Частота обертання	720; 1420 об/хв.
Бабка ведучого шпинделя:	
Відстань від торця шпинделя до центра станка	
найменша	120 мм
найбільша	380 мм
Вертикальне зміщення шпинделя	
вверх	175 мм
вниз	125 мм
Конус отвору шпинделя	метричний 100
Діаметр наскрізного отвору шпинделя	80 мм
Бабка веденого шпинделя:	
Відстань від торця шпинделя до центра станка	
найменша	0 мм
найбільша	180 мм
Відстань від осі ведучого шпинделя до торця веденого (при куті між осями 90°)	-190-300 мм
Конус отвору шпинделя	метричний 100
Діаметр наскрізного отвору шпинделя	80 мм.
Неортогональні конічні передачі можливо встановлювати за трьома схемами (рис. 3.1.1-3.1.2) [105, 357]:	

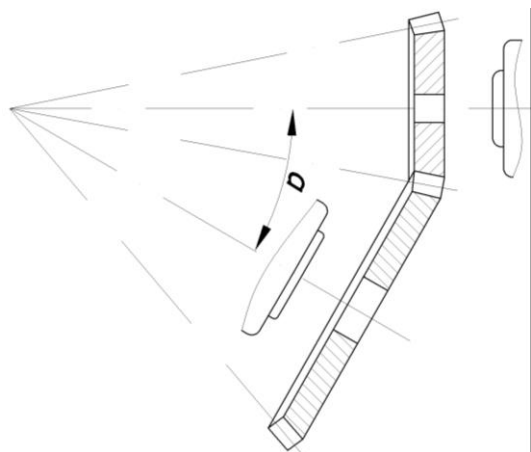


Рис. 3.1.1 Схема I розміщення неортогональних зубчастих конічних формоутворюючих інструментів

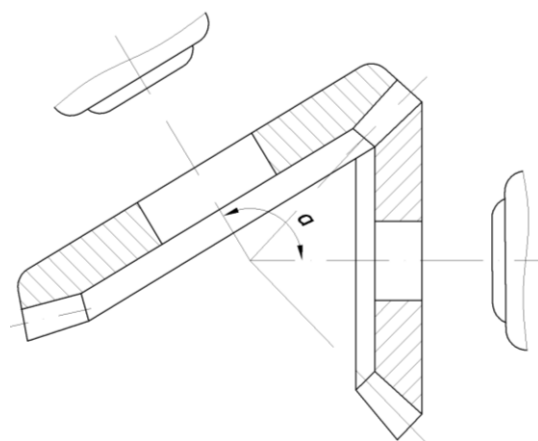


Рис. 3.1.2 Схема II розміщення неортогональних зубчастих конічних формоутворюючих інструментів

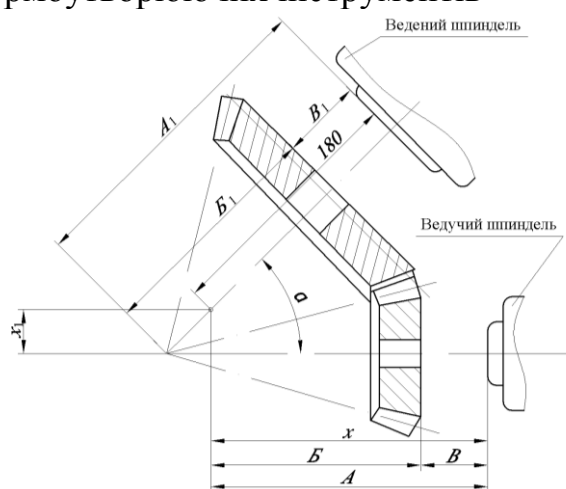


Рис. 3.1.3 Схема III розміщення неортогональних зубчастих конічних формоутворюючих інструментів

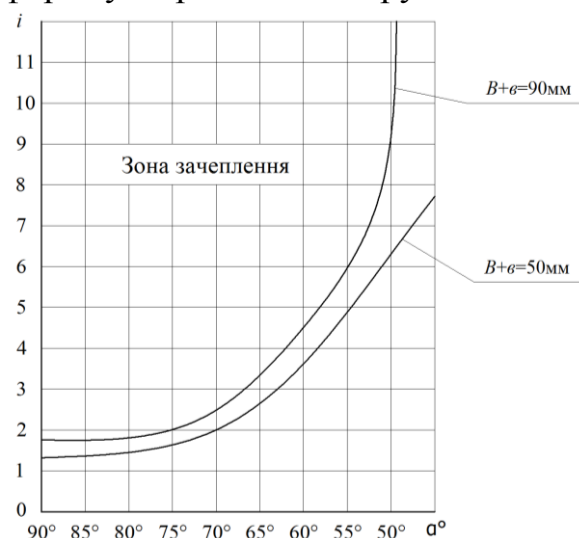


Рис. 3.1.4. Графік зон зачеплення зубчастих конічних формоутворюючих інструментів діаметром до 500 мм

Експериментальними дослідженнями встановлено, що для формоутворення ГЗ доцільно використовувати схему III.

Для ведених зубчастих коліс і їх оправ, які мають розмір A_1 , менший або рівний 180 мм, обкатування проводили в положенні осі ведучого шпинделя на центрі каретки. Тоді розміри A і A_1 встановлюються безпосередньо. Якщо A_1 більше 180 мм, слід ведену бабку встановити на розмір 180°, а розміщення каретки і ведучої бабки розраховувати за формулами:

$$X = A - (A_1 - 180) \cos \alpha, \quad (3.1.1)$$

де X – відстань від центра каретки до торця ведучого шпинделя;

$A=B+B_1$ – відстань від вершини конуса до торця ведучої шестерні з врахуванням вильоту оправ.

Відстань від центра каретки до осі ведучого шпинделя визначали за залежністю:

$$X_1 = (A_1 - 180) \sin \alpha, \quad (3.1.2)$$

де X_1 – відстань від центра каретки до осі ведучого шпинделя;

$A_1=B_1+B_2$ – відстань від вершини конуса до торця веденої шестерні з врахуванням вильоту оправ.

Додаток Л.

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з використанням «Mathcad 2000 Professional»

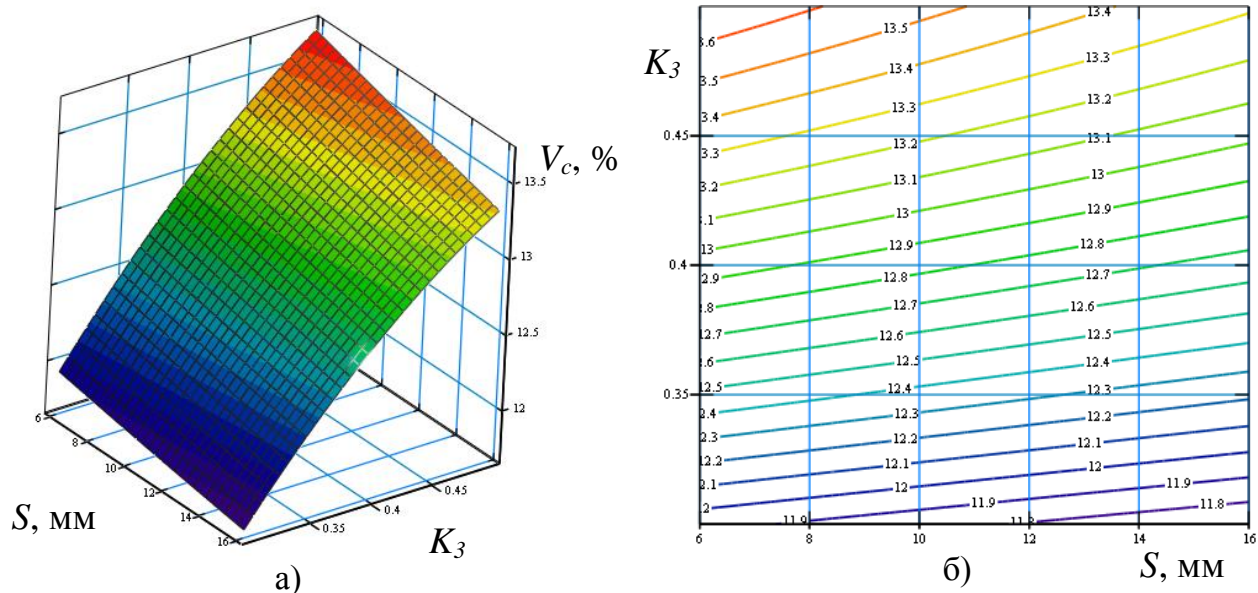


Рис. Л.1.1. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від коефіцієнта завантаження K_3 та величини зазору S між валом та витком ($n = 142$ об/хв.)

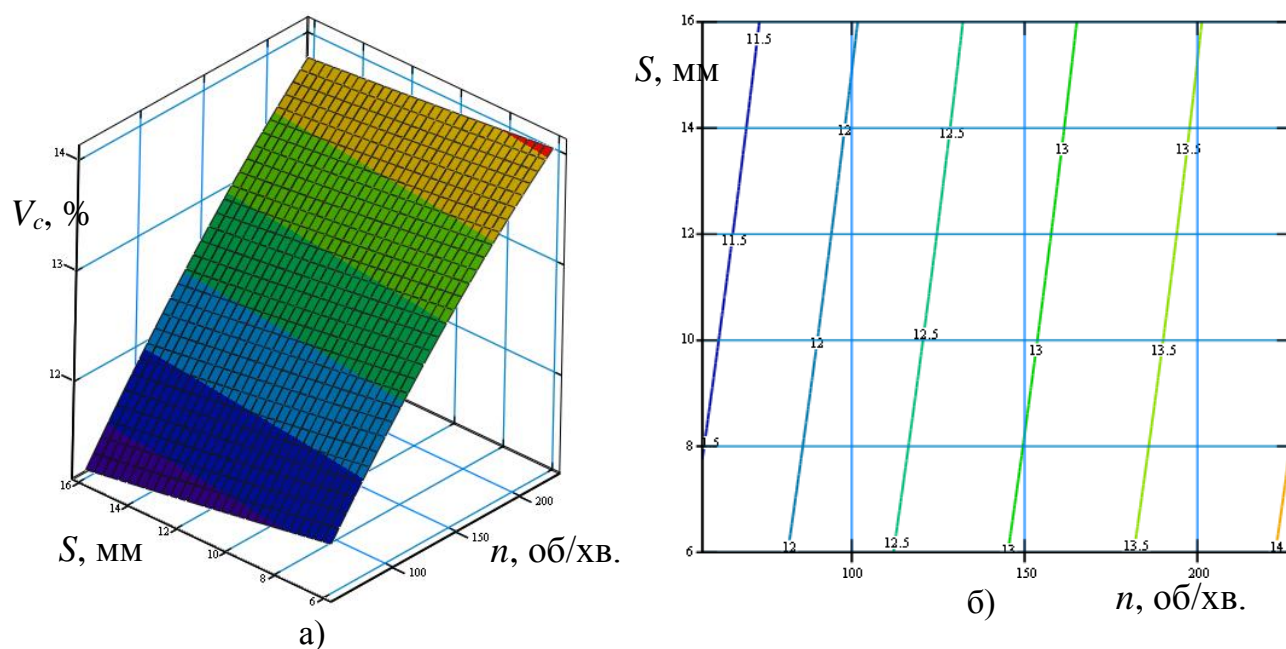


Рис. Л.1.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання робочого органу n та величини зазору S між валом та витком ($K_3 = 0,4$)

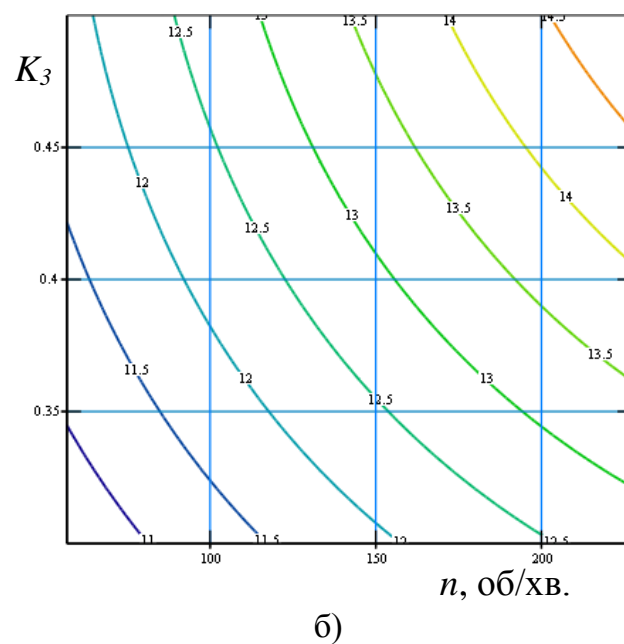
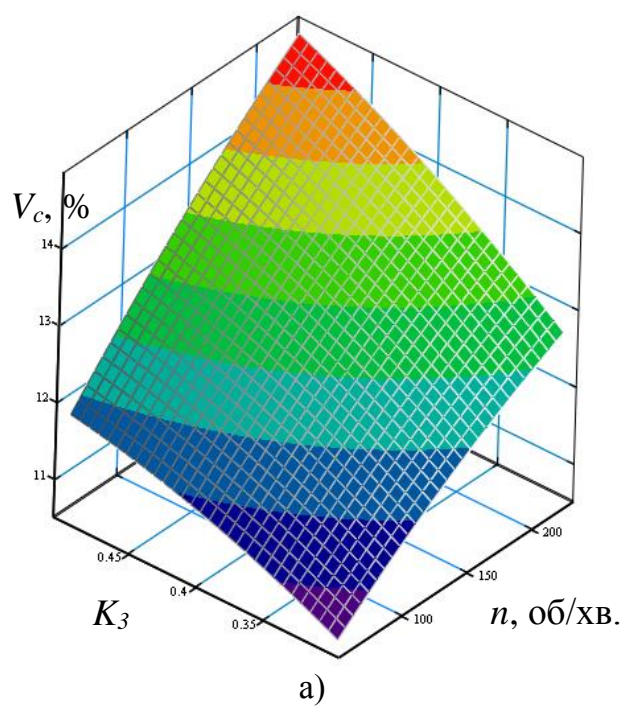


Рис. Л.1.3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання робочого органу n та коефіцієнта завантаження K_3 ($S = 11$ мм)

Додаток М

Методика розрахунку контактних ланок приводу гнучкого канатного конвеєра

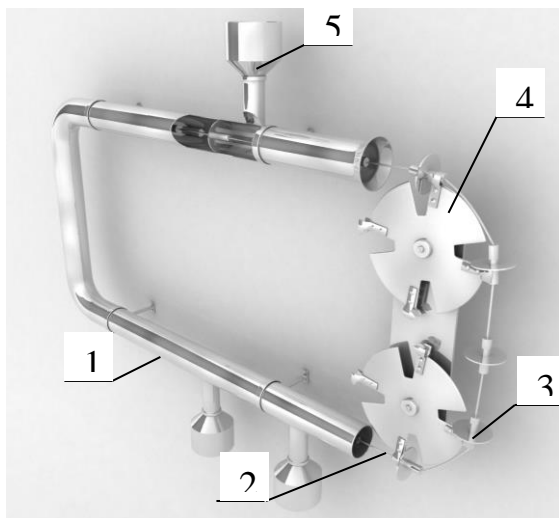


Рис.М.1 Конструкція гнучкого канатного конвеєра [282]: 1- механізм транспортування вантажу; 2- канат; 3- робочий диск

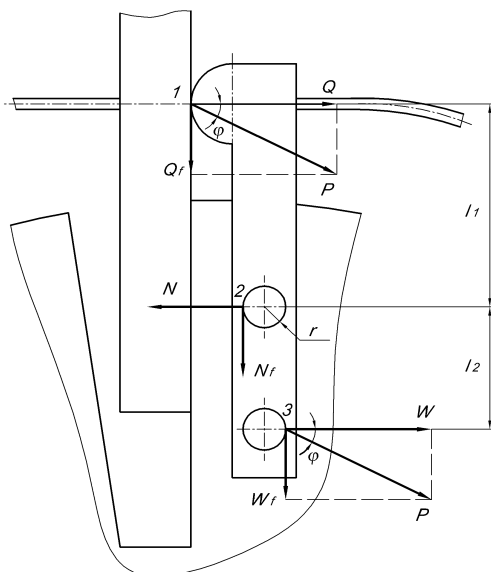


Рис. М.2 – Розрахункова схема для визначення зусиль, які діють на ланку приводу гнучкого канатного конвеєра

Розроблена конструкція гнучкого канатного конвеєра представлено на (рис.М.1).

Для розрахунку зусиль, які діють на ланку приводу гнучкого канатного конвеєра використовуємо розрахункову схему зображену на рисунку 2. Оскільки Г-подібні штовхачі привода кріпляться до привідного диска мінімум у двох локалізованих точках (див рис.М.2) то внаслідок зусилля Q , яке уособлює дію маси вантажу і сил тертя транспортуючих дисків до поверхні U-подібної траси конвеєра, Г-подібний штовхач функціонує як типовий важіль і основні зусилля сконцентровані у відповідних точках його взаємодії із транспортуючим диском і місць кріплення до привідного диска, тобто точки 1, 2, 3.

Відповідно для визначення співвідношення між зусиллям Q і силою W , яка діє на крайню точку кріплення Г-подібного штовхача до привідного диска, розглянемо їх сумарну дію на прямий важіль роль якого в даному випадку виконує Г-подібний штовхач. Тобто зусилля Q , яке уособлює дію маси вантажу і сил тертя транспортуючих дисків до поверхні U-подібної траси конвеєра, діє на один кінець Г-подібного штовхача на деякій відстані l_1 , числове значення якої є конструктивною величиною, від так званої осі коливання, яка знаходиться в точці 2. Відповідно коли транспортуючий диск контактує із поверхнею Г-подібного штовхача зусилля Q дещо зміщує штовхач навколо осі в точці 2, а на протилежному боці штовхача, в місці його фіксації, виникає сила W , яка діє на місце фіксації Г-подібного штовхача до привідного

диска і може спричинити руйнування кріплення. Попередньо можна припустити, що внаслідок різниці між значеннями плечей l_1 і l_2 , а також з врахуванням втрат на тертя, що значення сил Q і W будуть різними. Для визначення співвідношення даних сил використовуємо принцип обертання важеля, тобто точкою обертання у нашому випадку буде т.2. Відповідно

позначимо реакцію на осі даного важеля через N від якої виникає сила тертя Nf , яка перешкоджає повертанню.

Для визначення сили N запишемо умову рівноваги Г-подібного штовхача відносно точки 3 розрахункової схеми, але без врахування сили тертя. Відповідно

$$M_3 = Nl_2 - Q(l_1 + l_2), \quad (\text{M.1.1})$$

але

$$N = \frac{Q(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (\text{M.1.2})$$

тобто

$$N = Q + W. \quad (\text{M.1.3})$$

Для визначення співвідношення між зусиллям Q , яке уособлює дію маси вантажу і сил тертя транспортуючих дисків до поверхні U-подібної траси конвеєра та силою W , яка діє на місце фіксації Г-подібного штовхача до привідного диска, знайдемо рівняння рівноваги штовхача відносно т.2 з урахуванням тертя від сили N .

$$M_2 = Ql_1 - N \cdot f \cdot r - Wl_2 = 0, \quad (\text{M.1.4})$$

де r – радіус поперечного перерізу заклепки; f – коефіцієнт тертя.

Відповідно

$$Ql_1 = Wl_2 + N \cdot f \cdot r; \quad W = \frac{(Ql_1 - N \cdot f \cdot r)}{l_2}. \quad (\text{M.1.5})$$

Підставивши у формулу (Д.5) значення сили N згідно рівності (M.1.3) отримаємо

$$W = \frac{(Ql_1 - (Q + W) \cdot f \cdot r)}{l_2} = \frac{(Ql_1 - Qfr - Wfr)}{l_2}; \quad (\text{M.1.6})$$

$$Wl_2 = Ql_1 - Qfr - Wfr; \quad (\text{M.1.7})$$

$$Wl_2 + Wfr = Ql_1 - Qfr, \quad (\text{M.1.8})$$

відповідно

$$W = \frac{Q(l_1 - fr)}{(l_2 + fr)}, \quad (\text{M.1.9})$$

$$Q = \frac{W(l_2 + fr)}{(l_1 - fr)}. \quad (\text{M.1.10})$$

Передаточне відношення рівне

$$i = \frac{W}{Q} = \frac{Q(l_1 - fr) \cdot (l_1 - fr)}{W(l_2 + fr) \cdot (l_2 + fr)} = \frac{Q(l_1 - fr)^2}{W(l_2 + fr)^2}. \quad (\text{M.11})$$

Проте для забезпечення функціональної здатності конвеєра необхідно, розрахувати міцність кріплення Г-подібного штовхача, а саме у небезпечній зоні т.3. Це можна зробити за аналогією відомої методики розрахунку [270]. Так для нашого випадку перевірку міцності з'єднання на зріз можна за формулою

$$\tau_{зр} = \frac{4W}{z\pi d^2} = \frac{4Q(l_1 - fr)}{z\pi d^2(l_2 + fr)} \leq [\tau]_{зр}, \quad (\text{М.1.12})$$

де z – кількість заклепок; d – діаметр заклепки.

Перевірка міцності на зминання

$$\sigma_{з.м} = \frac{W}{zd\delta} = \frac{Q(l_1 - fr)}{zd\delta(l_2 + fr)} \leq [\sigma]_{з.м}, \quad (\text{М.1.13})$$

де δ – найменша товщина з'єднаних елементів.

$$\sigma_p = \frac{W}{\delta(L - zd)} = \frac{Q(l_1 - fr)}{\delta(L - zd) \cdot (l_2 + fr)} \leq [\sigma]_p, \quad (\text{М.1.14})$$

де L – ширина штовхача небезпечному перерізі.

Згідно даних, отриманих шляхом підстановки різних варіантів даних конструктивних параметрів з'єднуючих елементів, отримані наступні графічні залежності зміни навантаження, яке здатне сприймати з'єднання без порушення його цілісності (рис.М.3, М.4, М.5).

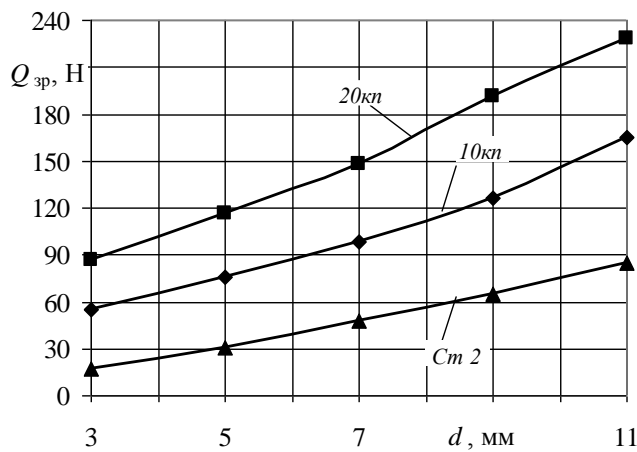


Рис. М.1.3 – Графічні залежності зміни зусилля зрізу від діаметра заклепок для різних матеріалів

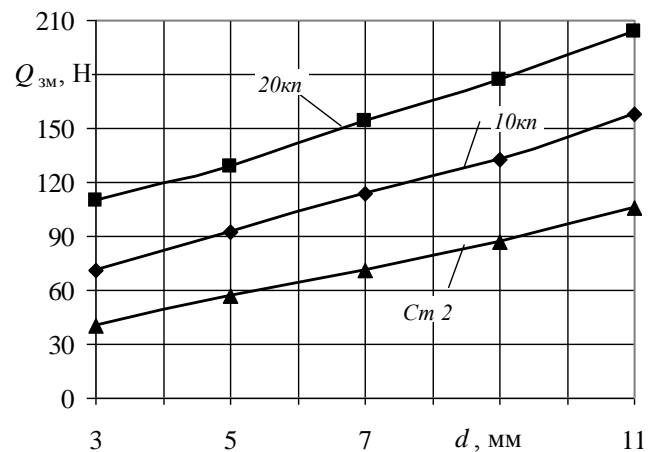


Рис. М.1.4 – Графічні залежності зміни зусилля зминання від діаметра заклепок для різних матеріалів

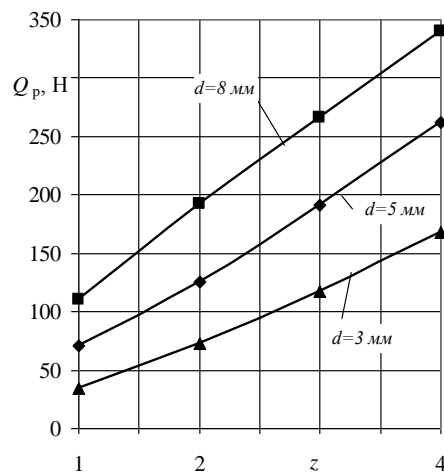


Рис. М.1.5 – Графічні залежності зміни зусилля відривання головок (розриву) з'єднання від кількості площин розриву (кількості заклепок) для різних типорозмірів заклепок

Додаток М.2.

Розрахунок трубчастого скребкового транспортера з просторовою трасою

Для визначення необхідної потужності двигуна на приводі канатного гнучкого конвеєра для переміщення сипкого вантажу на похилених і криволінійних ділянках розглянемо розрахункову схему на рис. М.2.1

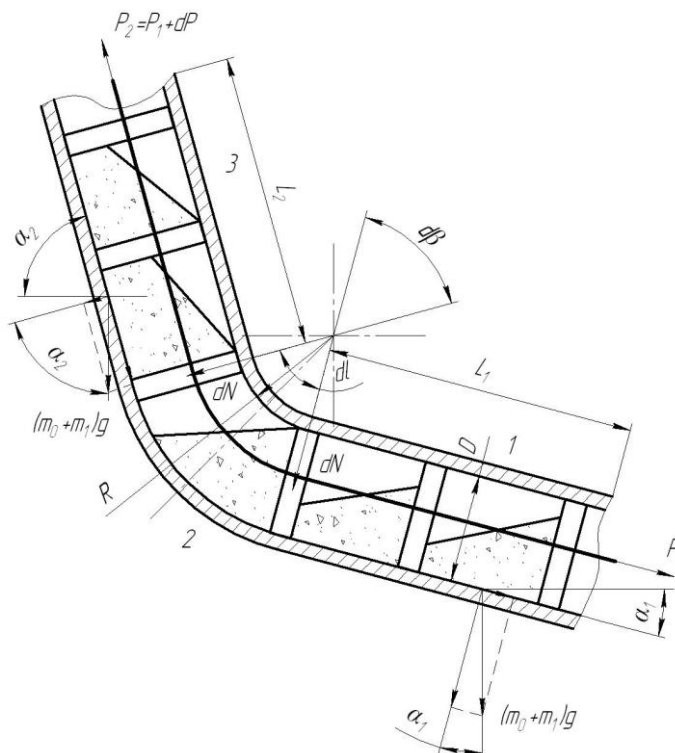


Рис. М.2.1. Розрахункова схема для визначення силових характеристик канатного гнучкого конвеєра

Необхідну потужність двигуна для переміщення вантажу по трьох ділянках труби канатного конвеєра згідно розрахункової схеми на рис. М.2.1 визначаємо за формулою:

$$N = \frac{k_1 \sum_{i=1}^n P_{oi} v_k}{1000\eta}, \quad (\text{М.2.1})$$

де k_1 - коефіцієнт запасу потужності, P_{oi} - сила опору на i -тій ділянці, Н; n - кількість характерних ділянок конвеєра; v_k - швидкість переміщення робочого органу конвеєра, м/с; η - коефіцієнт корисної дії приводу.

На представленій розрахунковій схемі рис. М.2.1 можна виділити три характерні ділянки: дві нахилені під кутами α_1 і α_2 та одну радіусну ділянку з кутом обхвату δ .

Визначимо силу опору на першій ділянці:

$$P_{o1} = [(m_0 + m_1) \sin \alpha_1 + (m_0 f_1 + m_1 f_2) \cos \alpha_1] g L_1, \quad (\text{М.2.2})$$

де m_0 - маса одного погонного метра каната із скребками, кг/м; m_1 - маса одного погонного метра вантажу, що переміщується конвеєром, кг/м; f_1 - коефіцієнт тертя між скребком конвеєра та внутрішньою поверхнею труби; f_2 - коефіцієнт тертя між вантажем та внутрішньою поверхнею труби; α_1 - кут нахилу конвеєра на першій ділянці, град; g - прискорення вільного падіння м/с; L_1 - довжина першої ділянки, м.

Аналогічно знаходимо силу опору на третій ділянці:

$$P_{03} = \left[(m_0 + m_1) \sin \alpha_2 + (m_0 f_1 + m_1 f_2) \cos \alpha_2 \right] g L_2, \quad (M.2.3)$$

де α_2 - кут нахилу конвеєра на третій ділянці, град; L_2 - довжина третьої ділянки, м.

На радіусній ділянці 2 конвеєра появляються додаткові сили опору внаслідок переміщення скребків конвеєра по криволінійній внутрішній поверхні труби радіусом R .

Розглянемо радіусну частину конвеєра як елементарну ділянку обмежену кутом $d\beta$. Визначаємо нормальну силу реакції труби на скребок:

$$dN = 2P \sin \frac{d\beta}{2}, \quad (M.2.4)$$

де P – сила натягу каната, Н; $d\beta$ – елементарний кут радіусної ділянки, рад.

Для малих кутів на елементарних ділянках $\sin \frac{d\beta}{2} = \frac{d\beta}{2}$, тоді

$$dN = P d\beta. \quad (M.2.5)$$

Приріст натягу каната на елементарній ділянці dl визначаємо як приріст на переміщення ваги вантажу і елементів конвеєра та зростання опору переміщення на радіусній поверхні конвеєра:

$$dP = \left[(m_0 + m_1) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + m_1 f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] g dl + f_3 dN, \quad (M.2.6)$$

де f_3 - коефіцієнт тертя між скребком та внутрішньою радіусною поверхнею труби.

Довжину елементарної ділянки визначаємо за формулою:

$$dl = R d\beta. \quad (M.2.7)$$

Підставляючи формули (M.2.5) і (M.2.7) у формулу (M.2.6) одержимо:

$$dP = \left[(m_0 + m_1) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + m_1 f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] g R d\alpha + f_3 P d\alpha. \quad (M.2.8)$$

Проводимо розв'язок диференціального рівняння (M.2.8):

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\left[(m_0 + m_1) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + m_1 f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] \frac{gR}{f_3} + P} = \int_0^{\beta} d\beta. \quad (M.2.9)$$

де P_1 – натяг канату до радіусної поверхні, Н; P_2 – натяг канату після радіусної поверхні, Н.

Після інтегрування рівняння (М.2.9) одержимо:

$$\ln \left(\left[(m_0 + m_1) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + m_1 f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] \frac{gR}{f_3} + P_2 \right) - \ln \left(\left[(m_0 + m_1) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + m_1 f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] \frac{gR}{f_3} + P_1 \right) = \beta. \quad (\text{М.2.10})$$

Після спрощення рівняння (М.2.10) одержимо:

$$P_2 = P_1 e^{f_3 \beta} + \left[(m_0 + m_1) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + m_1 f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] \frac{gR}{f_3} (e^{f_3 \beta} - 1). \quad (\text{М.2.11})$$

Тоді силу опору на другій радіусній ділянці конвеєра визначаємо за формулою:

$$P_{o2} = P_2 - P_1; \quad (\text{М.2.12})$$

$$P_{o2} = \left(P_1 + \left[(m_0 + m_1) \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} + m_1 f_2 \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right] \frac{gR}{f_3} \right) (e^{f_3 \beta} - 1). \quad (\text{М.2.13})$$

Масу погонного метра вантажу визначаємо за формулою:

$$m_1 = \frac{Q}{3,6 v_k}, \quad (\text{М.2.14})$$

де Q - продуктивність конвеєра, т/год.

Швидкість переміщення конвеєра:

$$v_k = \frac{4Q}{3600 \pi D^2 \gamma \psi}, \quad (\text{М.2.15})$$

де D - внутрішній діаметр труби, м; γ - питома густина вантажу т/м³; ψ - коефіцієнт заповнення конвеєра.

Загальну продуктивність гнучкого гвинтового конвеєра визначають за формулою [80]:

$$Q_3 = \psi_1 \varphi (1 + \sqrt{1 - \varphi}) \sin \alpha_3 (\cos \alpha_3 - \mu \sin \alpha_3) \frac{\pi D_1^3 \omega}{16} \gamma k_1 k_4, \quad (\text{М.2.16})$$

де ψ_1 - коефіцієнт, що враховує відхилення швидкості переміщення матеріалу від середньої швидкості; φ - коефіцієнт заповнення міжвиткового об'єму гвинтового робочого органу; α_3 - кут нахилу витка шнека, град; μ - коефіцієнт тертя між матеріалом і шнеком; k_1 - коефіцієнт, який враховує зміну продуктивності транспортування від просипання через проміжки та перекидання матеріалу через гвинт для нахилених транспортерів; k_4 - коефіцієнт, що враховує кут нахилу гвинтового конвеєра; ω - кутова швидкість гвинтового робочого органу, рад/с; D_1 - зовнішній діаметр гвинтового робочого органу, м;

Потужність транспортування матеріалу на основі попередніх досліджень [122]:

$$N = \frac{k_{np} k_b k_d Q_3 (H + k_5 L)}{367}, \quad (\text{М.2.17})$$

де $k_{пр}$ - коефіцієнт, що враховує витрати на переміщення матеріалу по гвинтовій лінії; k_v - коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека; k_d - коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості гвинтового конвеєра; g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ; H – висота піднімання вантажу, м; k_5 – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя по довжині транспортера; L – довжина шляху переміщення вантажу, м.

Коефіцієнти у рівняннях (М.2.16) та (М.2.17) визначаємо на основі експериментальних досліджень.

Довжину шляху переміщення вантажу визначаємо за формулою:

$$L = L_1 + L_2 + \left(R + \frac{D}{2} \right) \beta. \quad (M.2.18)$$

Висота піднімання вантажу:

$$H = L_1 \sin \alpha_1 + L_2 \sin \alpha_2. \quad (M.2.19)$$

На основі формул (М.2.1) та (М.2.17) будуємо графічні залежності необхідної потужності для транспортування матеріалів від продуктивності канатного гнучкого конвеєра і гвинтового гнучкого конвеєра.

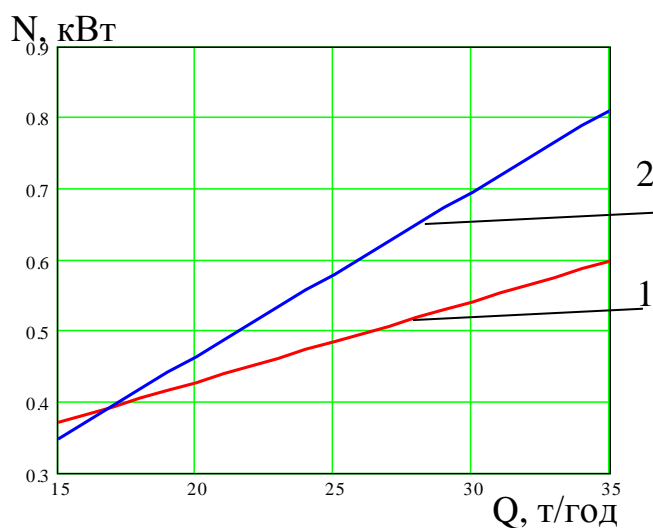


Рис. М.2.2 – Залежність потужності конвеєрів від продуктивності: 1 – для гнучкого канатного конвеєра, 2 – для гнучкого гвинтового конвеєра

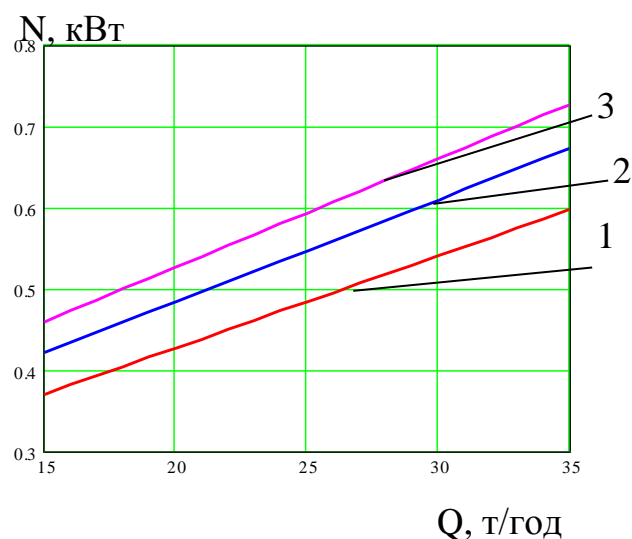
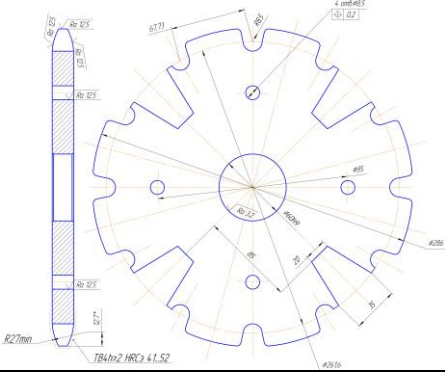
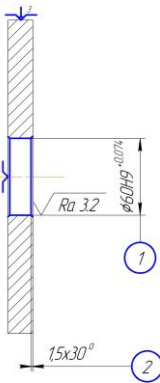
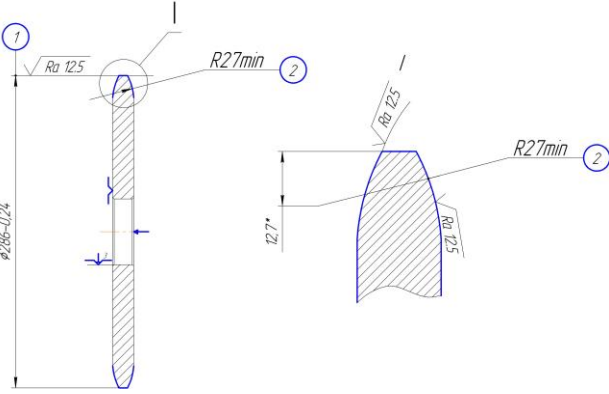


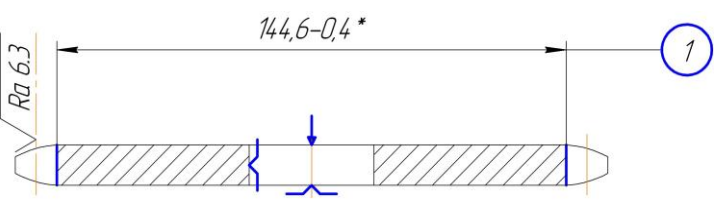
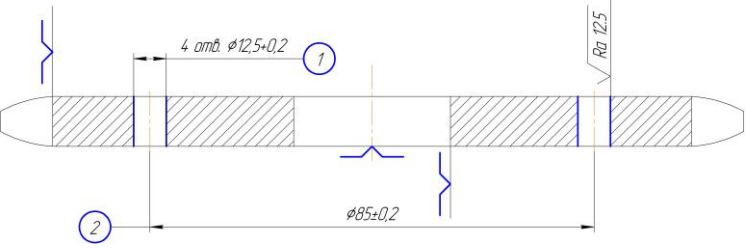
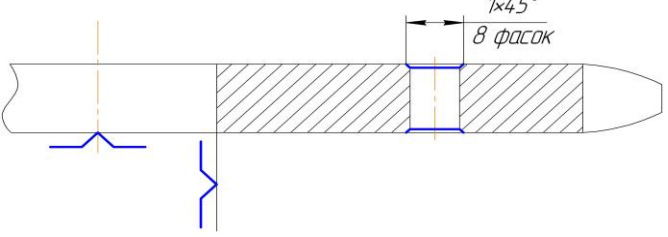
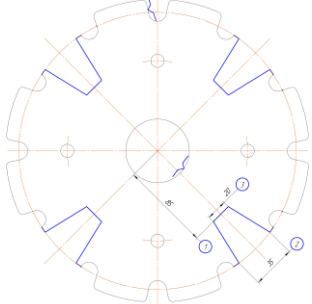
Рис. М.2.3 – Залежність потужності гнучкого канатного конвеєра від продуктивності: 1. $\alpha_1=10^\circ$, $\alpha_2=70^\circ$; 2. $\alpha_1=20^\circ$, $\alpha_2=80^\circ$; 3. $\alpha_1=30^\circ$, $\alpha_2=90^\circ$

Додаток И

Таблиця И.1

Технологічний процес виготовлення привідної зірочки трубчатого конвеєра

Назва операції	найменування устаткування
	<p>Число зубів – 12 Крок – 67,73 Діаметр ролика – 15,88 Профіль зуба – ГОСТ 591-69 Допуск різниці профілів – 0,2 Матеріал – Сталь 40Х₂ ГОСТ 543-71</p> <ol style="list-style-type: none"> Допускається наскрізне гартування зубів. * Розмір для довідок.
<p>005 Токарно-гвинторізна з ЧПК 16А20Ф3</p> 	<ol style="list-style-type: none"> Розточити отвір в розмір 1. $S = 0.2$ мм/об $L = 10$ мм, $i = 3$, $t = 1,5$ мм, $n = 350$ об/хв, $V = 65,9$ м/хв, $T_o = 0,43$, $T_y = 0,88$. Розточити 2 фаски в розмір 2. $L = 3$ мм, $i = 2$, $t = 1,5$ мм, $n = 350$ об/хв, $V = 65,9$ м/хв, $T_o = 0,2$, $T_y = 0,34$. <p>Патрон трохкулачковий, Різець розточний, Калібр-пробка 60Н9 ПР-НЕ.</p>
<p>010 Токарно-гвинторізна з ЧПК 16А20Ф3</p> 	<p>$T_{п.з} = 28$ хв, $T_{шт} = 6,62$ хв.</p> <ol style="list-style-type: none"> Точити зовнішню поверхню в розмір 1. $L = 10$ мм, $i = 2$, $t = 2$ мм, $S = 0.2$, $n = 80$ об/хв, $V = 71,8$ м/хв, $T_o = 1,25$, $T_y = 0,44$. Точити послідовно 2 радіусні поверхні в розмір 2. $L = 16$ мм, $i = 4$, $t = 2$ мм, $S = 0.2$, $n = 80$ об/хв, $V = 71,8$ м/хв, $T_o = 4,0$, $T_y = 0,44$. <p>Патрон трохкулачковий, Різець розточний, Різець підрізний спеціальний, Штангельциркуль ШЦ II-320-0,1 ГОСТ 166-80.</p>

<p>015 Фрезерна 53A50</p> 	<p>$T_{шт} = 7,8$ хв.</p> <p>1. Врезерувати впадини зубів пакетом зірочок (5 шт) в розмір 1, 2, 3. $L = 80$ мм, $i = 1$, $t = 0,2$, $n_{фр} = 80$ об/хв, $V = 30$ м/хв, $T_o = 31,0/5$, $T_y = 2,3/5$.</p> <p>2. Зачистити заусениці (вручну)</p> <p>Оправка, Фреза чер'ячна спеціальна. Штангельциркуль ШЦ-I-125-0,05 ГОСТ 166-80. $Z = 12 - 2$, $Z = 67.73 - 3$.</p> <p>– розміри для перевірки (довідкові).</p>
<p>020 Вертикально-свердлильна 2Н150</p> 	<p>$T_{п.з} = 28$ хв, $T_{шт} = 0,8$ хв.</p> <p>1. Свердлити 4 отвори в розмір 1, 2.</p> <p>$L = 14$, $i = 1$, $t = 6,25$, $S = 0,12$ мм/об, $n = 500$ об/хв, $V = 19,6$ м/хв, $T_o = 0,25$, $T_y = 0,48$.</p> <p>Кондуктор, Головка чотирьохшпіндельна, Калібр на розміщення отворів, Штангельциркуль ШЦ-I-125-0,05 ГОСТ 166-80.</p>
<p>025 Вертикально-свердлильна 2Н135</p> 	<p>$T_{п.з} = 12$ хв, $T_{шт} = 1,56$ хв.</p> <p>1. Свердлити фаску в 4 отвори $\varnothing 12,5$ з двох сторін в розмір 1.</p> <p>$L = 1,5$, $i = 8$, $t = 1,0$, $S =$ ручна, $n = 500$ об/хв, $V = 20$ м/хв, $T_o = 0,8$, $T_y = 0,64$.</p> <p>Підставка для свердління, Свердло $\varnothing 16$ ГОСТ 10903-78</p>
<p>030 Пресова, Прес кривошипний 500 тон</p> 	<p>1. Штампувати 4 трапецієдні пази в розмір 1, 2, 3. $T_o = 0,2$, $T_y = 0,54$.</p> <p>Штамп вирубний, Шаблон на паз, Окуляри захисні</p>
<p>035 Чеканочна Прес чеканочний 800 тон.</p>	<p>$T_{п.з} = 32$ хв, $T_{шт} = 1,5$ хв.</p> <p>1. Чеканити деталь, витримавши площинність деталі, 0,1 мм.</p>

закінчення таблиці И.1.

040 Промивочна М2А	
045 Гартування, Прес гартувальний	$T_{п.з} = 40$ хв, $T_{шт} = 6,8$ хв. Гартувати деталь з відпуском за програмою преса НРСэ 41...52. $T_{п.з} = 8$ хв, $T_{шт} = 1,2$ хв
050 Дробеструйна, Стенд дробеструйний	1. Дробеструвати деталь з двох сторін.
055 Промивочна	
060 Приймальний контроль	

Додаток Н

Програмне забезпечення для визначення собівартості виготовлення робочих органів

З допомогою розробленої програми в автоматичному режимі можна вибирати найдешевший спосіб виготовлення робочих органів при заданій програмі випуску і конструктивних параметрах. Програма включає такі вікна: характеристика варіантів технологічного процесу, склад технологічного обладнання, зведена відомість складу працюючих, капітальні витрати по основних фондах, зведена відомість річного фонду зарплати, відомість витрат на матеріали, кошторис цехових витрат, кошторис витрат на виробництво продукції, калькуляція собівартості одиниці продукції, основні техніко-економічні показники.

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

Меню

Вибір типу виробництва:

Вибір виду заготовки:

Річна програма випуску, шт: 7800

Нормативний річний фонд часу роботи обладнання:

Маса деталі, кг: 0.15

Маса заготовки, кг: 0.23

Відомість про матеріали та витрати на енергію і воду:

Редагувати

Процентне відношення кількості робітників:

слюсарі: 1-3% в крупносерійному і масовому виробництві, 3-5% в однинному і дрібносерійному; 2

допоміжні робітники: 35-50% в крупносерійному і масовому виробництві, 18-25% в однинному і дрібносерійному; 42

Введіть дані технологічного процесу:

№ опц.	Тшт. ш.	Потужність к/в кВт	Вартість верстата, грн	Категорія рен. обладнання	Розряд робіт	Коеф. б/ верстат. обслу.	Розряд к-сть роб. місц.	Прийнята к-сть роб. місц.
03	34.48	11	30000	6	1	4	1	0
04	15.54	11	30000	6	1	3	1	0
05	5	5.5	20000	3	1	4	1	0
08	11.1	5.5	20000	3	1	3	1	0
09	16.46	5.5	20000	3	1	4	1	0
05	5	5.5	20000	3	1	4	1	0
04	15.54	11	30000	6	1	3	1	0

Зняти дані(Т) Обчислити к-сть робітників ОК Назва Вперед

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основних фондах | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники одиниці

1. Характеристика варіантів технологічного процесу | 2. Склад технологічного обладнання | 3. Зведена відомість складу працюючих

№ операції	Програма запуску, шт.	Тшт. ш.	Тривалість на деталь, н-год.	Тривалість на програму, н-год.	Розряд робітника
03	8210	34.48	0.575	4720.75	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
05	8210	5	0.083	681.43	4
08	8210	11.1	0.185	1518.85	3
09	8210	16.46	0.274	2249.54	4
05	8210	5	0.083	681.43	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
Сума		103.12	1.718	14104.78	

Назад Зібрати дані Зберегти

Собівартість, грн: _____
Питома капітальна вартість, грн: _____

Базовий в-нт: _____
Проектний в-нт: _____

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основних фондах | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники одиниці

1. Характеристика варіантів технологічного процесу | 2. Склад технологічного обладнання | 3. Зведена відомість складу працюючих

№ з/п	Нормативні показники	Одиниця виміру	Відсоток показника
1	Річний випуск продукції:		
а)	в натуральному вираженні	шт.	7800
б)	вартісному вираженні	грн.	1513430
2	Капітальні затрати:		
а)	загальні	тис. грн.	373.09
б)	питомі	грн./шт.	47.83
в)	виробнича площа загальна	кв. м.	140
г)	кількість верстатів	шт.	8
д)	енергопотужність обладнання	кВт.	66
3	Оборотні засоби, що розкручуються	тис. грн.	88.61
4	Загальна чисельність працюючих	чол.	4
5	Річний фонд зарплати	тис. грн.	442.2546
6	Середньомісячна зарплата:		
а)	виробничих робітників	грн.	7201.46
б)	ІТР	грн.	0
7	Виробок на одного працюючого	грн./чол.	378356.62
8	Випуск продукції:		
а)	на один грн. основних фондів	грн.	4269.96
б)	на один квадратний метр площі	грн.	10810.25

Назад Зібрати дані Зберегти

Собівартість, грн: _____
Питома капітальна вартість, грн: _____

Базовий в-нт: _____
Проектний в-нт: _____

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основних фондах | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники одиниці

1. Характеристика варіантів технологічного процесу | 2. Склад технологічного обладнання | 3. Зведена відомість складу працюючих

№ з/п	Категорія працюючих	Кількість	Процентне відношення, %
1	Виробничі робітники	4	-
2	Допоміжні робітники		42
3	Молодий обслуговуваний персонал		2-3
4	Інженерно-технічні працівники		10-13
5	Личлино-конторський персонал		4-5
Всього		4	

Робітники, зайняті обробкою металу, розробки, складання штампформами	Робітники, зайняті виготовленням особливо точних, відповідальних і складних видів технологічного обладнання та інструменту, ремонтні і обслуговуваний особливо складного і унікального обладнання	Робітники, зайняті на інших роботах лаварних призначення	РОЗРЯД	
6.903	7.442	9.287	6.759	I
7.303	7.815	9.731	7.097	II
7.651	8.187	10.194	7.435	III
7.998	8.559	10.657	7.773	IV
8.694	9.303	11.504	8.449	V
10.085	10.792	13.438	9.801	VI
	11.908			VII
	13.025			VIII

Назад Зібрати дані Зберегти

Собівартість, грн: _____
Питома капітальна вартість, грн: _____

Базовий в-нт: _____
Проектний в-нт: _____

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основних фондах | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники одиниці

1. Характеристика варіантів технологічного процесу | 2. Склад технологічного обладнання | 3. Зведена відомість складу працюючих

№ операції	Програма запуску, шт.	Тшт. ш.	Тривалість на деталь, н-год.	Тривалість на програму, н-год.	Розряд робітника
03	8210	34.48	0.575	4720.75	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
05	8210	5	0.083	681.43	4
08	8210	11.1	0.185	1518.85	3
09	8210	16.46	0.274	2249.54	4
05	8210	5	0.083	681.43	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
Сума		103.12	1.718	14104.78	

Назад Зібрати дані Зберегти

Собівартість, грн: _____
Питома капітальна вартість, грн: _____

Базовий в-нт: _____
Проектний в-нт: _____

Додаток К ОБРОБКА БАЗИ ДАНИХ.

```

unit Conveyors;

interface

uses
  Winapi.Windows, Winapi.Messages, System.SysUtils, System.Variants, System.Classes,
  Vcl.Graphics,
  Vcl.Controls, Vcl.Forms, Vcl.Dialogs, Vcl.Grids, Vcl.DBGrids, Data.DB,
  Data.Win.ADODB, Vcl.StdCtrls, Vcl.ExtCtrls;

type
  TfrmConveyors = class(TForm)
    DBGrid1: TDBGrid;
    Panel1: TPanel;
    btNew: TButton;
    btEdit: TButton;
    btDelete: TButton;
    procedure btNewClick(Sender: TObject);
    procedure btEditClick(Sender: TObject);
    procedure btDeleteClick(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

var
  frmConveyors: TfrmConveyors;

implementation

{$R *.dfm}

uses dmDB, ConveyorEdit, Lib;

procedure TfrmConveyors.btDeleteClick(Sender: TObject);
begin
  DeleteGrid(DB.taConveyors);
end;

procedure TfrmConveyors.btEditClick(Sender: TObject);
begin
  EditGrid(DB.taConveyors, frmConveyorEdit);
end;

procedure TfrmConveyors.btNewClick(Sender: TObject);
begin
  InsertGrid(DB.taConveyors, frmConveyorEdit);
end;

```

```

end.
unit dmDB;

interface

uses
  System.SysUtils, System.Classes, Data.DB, Data.Win.ADODB;

type
  TDataSetHelper = class
  public
    KeyField:string;
    ForeignKeyField:string;
    TableName:string;
    ParentDataSet:TDataSet;
  end;

  TDB = class(TDataModule)
    ADOConnection1: TADOConnection;
    dsConveyors: TDataSource;
    quGenerator: TADOQuery;
    taConveyors: TADOQuery;
    taConveyorsGk3_u: TFloatField;
    taConveyorsGk3_Kpr: TFloatField;
    taConveyorsGk3_Kpdv: TFloatField;
    taConveyorsGk3_Kps: TFloatField;
    taConveyorsGk3_x: TIntegerField;
    taConveyorsid_conveyor: TIntegerField;
    taConveyorsGk2_Kvyk: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Kzm: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Kpot: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Pvst: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Cel: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Fefo: TFloatField;
    taConveyorsGk2_c4: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Nop: TIntegerField;
    taConveyorsGk2_Kdopl: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Kdod: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Knar: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Fefr: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Pposhk: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Mvant: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Cen: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Nskl: TIntegerField;
    taConveyorsGk2_c5: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Nm: TIntegerField;
    taConveyorsGk2_Tb: TFloatField;
    taConveyorsGk2_Nq: TIntegerField;
    taConveyorsGk2_Td: TFloatField;
    taConveyorsGk2_u: TFloatField;
    taConveyorsGk2_x: TIntegerField;
    taElements: TADOQuery;
  end;

```

dsElements: TDataSource;
taElementType: TADOQuery;
dsElementType: TDataSource;
taMaterial: TADOQuery;
dsMaterial: TDataSource;
taComplexity: TADOQuery;
dsComplexity: TDataSource;
taAccessory: TADOQuery;
dsAccessory: TDataSource;
taMaterialid_element: TIntegerField;
taMaterialid_Material: TIntegerField;
taMaterialM: TFloatField;
taMaterialC: TFloatField;
taMaterialMv: TFloatField;
taMaterialCv: TFloatField;
taMaterialshortname: TStringField;
taComplexityid_element: TIntegerField;
taComplexityid_Complexity: TIntegerField;
taComplexityT: TFloatField;
taComplexityshortname: TStringField;
taAccessoryid_element: TIntegerField;
taAccessoryid_Accessory: TIntegerField;
taAccessoryN: TIntegerField;
taAccessoryC: TFloatField;
taAccessoryshortname: TStringField;
taConveyorsGk1_Ktrz: TFloatField;
taConveyorsGk1_Kdopl: TFloatField;
taConveyorsGk1_Kdod: TFloatField;
taConveyorsGk1_Knar: TFloatField;
taConveyorsGk1_c3: TFloatField;
taConveyorsGk1_Th: TFloatField;
taElementsid_type: TIntegerField;
taElementsid_element: TIntegerField;
taElementsid_conveyor: TIntegerField;
taElementsPrice: TFloatField;
taElementsisParams: TIntegerField;
taElementsC34_Kser: TFloatField;
taElementsC34_Kskl: TFloatField;
taElementsC34_Ktrz: TFloatField;
taElementsC34_Kdm: TFloatField;
taElementsC34_Kdopl: TFloatField;
taElementsC34_Kdod: TFloatField;
taElementsC34_Knar: TFloatField;
taElementsC34_Kzv: TFloatField;
taElementsC34_c1: TFloatField;
taElementsC34_c2: TFloatField;
taElementsC34_Tr: TFloatField;
taElementsC34_Kven: TFloatField;
taElementsC34_Pser: TFloatField;
taElementsC34_Cel: TFloatField;
taElementsC567_Kser: TFloatField;
taElementsC567_Kvv: TFloatField;

```

taElementsC567_Ktrz: TFloatField;
taElementsC567_mm: TFloatField;
taElementsC567_Cm: TFloatField;
taElementsC567_mv: TFloatField;
taElementsC567_Cv: TFloatField;
taElementsshortname: TStringField;
taConveyorsGk1_summ: TFloatField;
taConveyorsGk2_summ: TFloatField;
taConveyorsGk3_summ: TFloatField;
taConveyorsSumm: TFloatField;
taElementsSumm: TFloatField;
taConveyorsname: TWideStringField;
taElementsname: TWideStringField;
taMaterialname: TWideStringField;
taComplexityname: TWideStringField;
taAccessoryname: TWideStringField;

procedure DataModuleCreate(Sender: TObject);
procedure BeforePost(DataSet: TDataSet);
procedure AfterPost(DataSet: TDataSet);
procedure AfterInsert(DataSet: TDataSet);
procedure taConveyorsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
procedure taElementsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
private
  procedure ReadParams;

public
  { Public declarations }
  procedure WriteParams;
end;

var
  DB: TDB;

implementation

{%CLASSGROUP 'Vcl.Controls.TControl'}

{$R *.dfm}

uses Vcl.Dialogs, Lib, inifiles, Vcl.Forms;

procedure TDB.ReadParams;
Var IniFile:TIniFile;
    ConnectionString:string;
begin
  try
    IniFile:=TIniFile.Create(ExtractFilePath(Application.ExeName) + 'Kandidat.ini');
    ADOConnection1.ConnectionString:=IniFile.ReadString('DB','ConnectionString','');
  finally
    IniFile.Free;
  end;
end;

```

```

end;

procedure TDB.WriteParams;
Var IniFile:TIniFile;
    ConnectionString:string;
begin
    try
        IniFile:=TIniFile.Create(ExtractFilePath(Application.ExeName) + 'KandidatOld.ini');
        IniFile.WriteString('DB','ConnectionString',ADOConnection1.ConnectionString);
    finally
        IniFile.Free;
    end;
end;

function H(DataSet:TDataSet):TDataSetHelper;
begin
    Result:=TDataSetHelper((DataSet.Tag));
end;

function
AddHelper(KeyField,ForeignKeyField,TableName:string;ParentDataSet:TDataSet):integer;
var hlp:TDataSetHelper;
begin
    hlp:=TDataSetHelper.Create;
    hlp.KeyField:=KeyField;
    hlp.ForeignKeyField:=ForeignKeyField;
    hlp.TableName:=TableName;
    hlp.ParentDataSet:=ParentDataSet;
    Result:=integer(hlp);
end;

procedure TDB.DataModuleCreate(Sender: TObject);
begin
    //taConveyors.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taConveyors.Tag:=AddHelper('id_conveyor','','Conveyors',nil);

    taElements.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taElements.Tag:=AddHelper('id_element','id_conveyor','Elements',taConveyors);

    taMaterial.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taMaterial.Tag:=AddHelper('id_Material','id_element','Material',taElements);

    taComplexity.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taComplexity.Tag:=AddHelper('id_Complexity','id_element','Complexity',taElements);

    taAccessory.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taAccessory.Tag:=AddHelper('id_Accessory','id_element','Accessory',taElements);

    try
        WriteParams;
        ReadParams;
        ADOConnection1.Connected:=True;
    end;
end;

```

```

    taElementType.Active:=True;
    SmartRefresh(H(taConveyors).KeyField,taConveyors);
    taConveyorsAfterScroll(nil);
except
    on e:exception do begin
        Raise Exception.Create('Помилка читання даних з БД' + chr(10) + chr(13)+ e.Message);
    end;
end;
end;

```

```

procedure TDB.AfterPost(DataSet: TDataSet);
begin
    SmartRefresh(H(DataSet).KeyField,DataSet);
end;

```

```

procedure TDB.taConveyorsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
var KeyField:integer;
begin
    KeyField:=-1;
    if CanGetData(taConveyors) then
        KeyField:=taConveyors.FieldByName('id_conveyor').AsInteger;
        taElements.Parameters.ParamByName('id_conveyor').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taElements).KeyField,taElements);
        taElementsAfterScroll(nil);
end;

```

```

procedure TDB.taElementsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
var KeyField:integer;
begin
    KeyField:=-1;
    if CanGetData(taElements) then
        KeyField:=taElements.FieldByName('id_element').AsInteger;
        taMaterial.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taMaterial).KeyField,taMaterial);
        taComplexity.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taComplexity).KeyField,taComplexity);
        taAccessory.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taAccessory).KeyField,taAccessory);
end;

```

```

procedure TDB.BeforePost(DataSet: TDataSet);
begin
    //Обхід того що ADOdB прокидає тільки (Мемо) замість String полів
    //DataSet.FieldByName('name').AsString:=DataSet.FieldByName('shortname').AsString;
end;

```

```

procedure TDB.AfterInsert(DataSet: TDataSet);
var
    dh:TDataSetHelper;
begin
    dh:=H(DataSet);

```



```
DataSet.FieldName(dh.KeyField).AsInteger:=GetNextId(dh.TableName,dh.KeyField,quGenerat
or);
if assigned(dh.ParentDataSet) then begin
  if dh.ParentDataSet.State=dsInsert then begin
    try
      dh.ParentDataSet.Post;
    except
      on E:Exception do begin
        ShowMessage('Помилка збереження '+ chr(10)+chr(13)+E.Message);
      end;
    end;
  end;
end;

DataSet.FieldName(dh.ForeignKeyField).AsInteger:=dh.ParentDataSet.FieldName(dh.Foreig
nKeyField).AsInteger;
end;
end;

end.
```

```

unit Lib;

interface
uses DB,Data.Win.ADODB,System.SysUtils,Forms;

function CanGetData(DataSet:TDataSet):boolean;
procedure SmartRefresh(KeyField:string;DataSet:TDataSet);
function GetNextId(TableName,KeyField:string;quGenerator:TADOQuery):integer;
procedure EditGrid(DataSet:TDataSet;Form:TForm);
procedure InsertGrid(DataSet:TDataSet;Form:TForm);
procedure DeleteGrid(DataSet:TDataSet);
function SaveTable(Save:boolean;DataSet:TDataSet;strErrorMessage:string):boolean;
function WrireData(DataSet:TDataSet;FieldName:string;Value:variant):boolean;
implementation
uses Vcl.Dialogs,System.UITypes;

function CanGetData(DataSet:TDataSet):boolean;
begin
  result:=False;
  if DataSet.Active and (DataSet.RecordCount>0) then result:=True;
end;

procedure SmartRefresh(KeyField:string;DataSet:TDataSet);
var KeyFieldValue:integer;
    OnAfterScroll:TDataSetNotifyEvent;
begin
  KeyFieldValue:=-1;
  if CanGetData(DataSet) then KeyFieldValue:=DataSet.FieldName(KeyField).AsInteger;
  DataSet.DisableControls;
  OnAfterScroll:=DataSet.AfterScroll;
  DataSet.AfterScroll:=nil;
  try
    DataSet.Active:=False;
    DataSet.Open;
    if KeyFieldValue<>-1 then begin
      DataSet.Locate(KeyField,KeyFieldValue,[]);
    end;
  finally
    DataSet.EnableControls;
    DataSet.AfterScroll:= OnAfterScroll;
  end;
end;

function SaveTable(Save:boolean;DataSet:TDataSet;strErrorMessage:string):boolean;
begin
  result:=true;
  if DataSet.State in [dsBrowse] then exit;
  try
    if Save then
      DataSet.Post
    else
      DataSet.Cancel;
  end;
end;

```

```

except
  on e:exception do begin
    result:=false;
    ShowMessage(strErrorMessage + chr(10) + chr(13)+ e.Message);
  end;
end;
end;

function GetNextId(TableName,KeyField:string;quGenerator:TADOQuery):integer;
var sSQL:string;
begin
  result:=0;
  sSQL:='select max('+KeyField+') as nextID from ' + TableName;
  quGenerator.SQL.Text:=sSQL;
  try
    quGenerator.Open;
    result:=quGenerator.FieldByName('nextID').AsInteger + 1;
    quGenerator.Close;
  except
    on e:exception do begin
      Raise Exception.Create('Помилка створення системного номера' + chr(10) + chr(13)+
e.Message);
    end;
  end;
end;

procedure EditGrid(DataSet:TDataSet;Form:TForm);
begin
  if not CanGetData(DataSet) then begin
    ShowMessage('Немає даних для редагування');
    exit;
  end;
  Form.ShowModal;
end;

procedure InsertGrid(DataSet:TDataSet;Form:TForm);
begin
  try
    DataSet.Insert;
  except
    on e:Exception do begin
      ShowMessage('Помилка вставки' + chr(10) + chr(13)+ e.Message);
    end;
  end;
  if assigned(Form) then Form.ShowModal;
end;

procedure DeleteGrid(DataSet:TDataSet);
begin
  if not CanGetData(DataSet) then begin
    ShowMessage('Немає даних для вилучення');
    exit;
  end;
end;

```

```

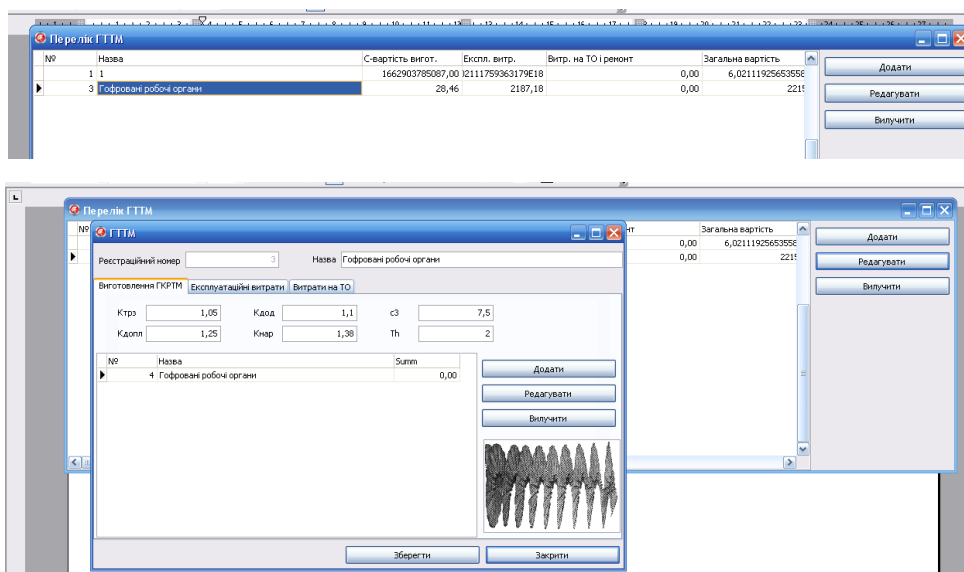
end;
if MessageDlg('Ви справді хочете вилучити?',mtConfirmation,mbOKCancel,0) = mrOK then
begin
try
DataSet.Delete;
except
on e:Exception do begin
ShowMessage('Помилка збереження' + chr(10) + chr(13)+ e.Message);
end;
end;
end;
end;
end;
end;

```

```

function WrireData(DataSet:TDataSet;FieldName:string;Value:variant):boolean;
var isBrowse:boolean;
begin
result:=false;
if not CanGetData(DataSet) then
Raise Exception.Create('Помилка збереження. Запис пустий. ');
isBrowse:= DataSet.State = dsBrowse;
try
if isBrowse then DataSet.Edit;
DataSet[FieldName]:=Value;
if isBrowse then DataSet.Post;
result:=true;
except
on e:Exception do begin
Raise Exception.Create('Помилка збереження.' + chr(10) + chr(13)+ e.Message);
end;
end;
end;
end;
end.

```



Перелік ГТТМ

№ ГТТМ

Регістраційний номер: 3 Назва: Гофровані робочі органи

Виготовлена СКРПМ | Експлуатаційні витрати | Витрати на ТО

Квнк	0,001	с4	7,5	Рлошк	0,02	Ть	2
Кзм	1	Ноп	2	вант	1000	Нq	1
Клот	0,5	Кдопл	1	Цен	1,3	Тd	2
Рест	2,2	Кдоад	1,2	Нокл	2	u	0,2
Цел	0,72	Кнар	1,38	с5	7,5	x	5
Фефо	1970	Фефр	1860	Нн	3		

Загальна вартість: 0,00 6,02111925653556 221

Додати Редагувати Вилучити

Перелік ГТТМ

№ ГТТМ

Регістраційний номер: 3 Назва: Гофровані робочі органи

Виготовлена СКРПМ | Експлуатаційні витрати | Витрати на ТО

Кпс	1,2
Кдав	1,2
Кпр	1,14
Ставка дисконтування	0,2
x	5

Загальна вартість: 0,00 6,02111925653556 221

Додати Редагувати Вилучити

Перелік ГТТМ

№ ГТТМ

Регістраційний номер: 4 Назва: Гофровані робочі органи

Тип: 6.Елементи завантаження, пересу і розвантаження

Карточка елемента

Параметри | Зображення

Ксер	1
Кев	1
Ктр-з	1
лн	1
Цн	1
лв	1
Цв	1

Загальна вартість: 0,00 6,02111925653556 221

Додати

Перелік ГТТМ

№ ГТТМ

Регістраційний номер: 4 Назва: Гофровані робочі органи

Тип: 6.Елементи завантаження, пересу і розвантаження

Карточка елемента

Параметри | Зображення

Ксер	1,25
Кев	1,35
Ктр-з	1,1
лн	15
Цн	20
лв	0,3
Цв	1,5

Загальна вартість: 0,00 6,02111925653556 221

Додати

Додаток П



АКТ

Впровадження наукової розробки Гевка Богдана Матвійовича, Ляшука Олега Леонтійовича, Гевка Івана Богдановича, Олексишина Олександра Володимировича та інших на ТзОВ «Мрія Поділля»

У 2012 у фірмі було використано гнучкий канатний конвеєр, конструкція якого захищена деклараційним патентом на корисну модель №54102 (автори Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Олексишин О.В. та інші). Дана конструкція використовувалась для транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах і охарактеризувала себе високою надійністю роботи за результатами випробувань, які проведені у 2013 році. Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції конвеєра склав 24000 грн.

Представник ТзОВ «Мрія Поділля»



Висес *Воробель О.С.*

Публічне
АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
"БУЛАТ"



JOINT STOCK
COMPANY
"BULAT"

Юридична адреса: 48120, Україна, Тернопільська обл., смт Микулинці, вул. Тернопільська, 35 Тел. +380-355-151-145, Тел/факс +380-355-151-300 http://www.bulat.te.ua	Address: 48120, 35 Ternopilka St., Mykulynsy, Ternopil, Ukraine Tel. +380 355 151-145 Fax. +380-355-151-300 http://www.bulat.te.ua
--	---

«Затверджую»
Директор ПАТ «Булат»
Ковальчук О.В.



«__» січня 2012р.

АКТ

Впровадження наукової розробки Гевка Богдана Матвійовича, Ляшука Олега Леонтійовича, Гевка Івана Богдановича, Олексішина Олександра Володимировича та інших на ПАТ «Булат».

Ми, що нижче підписалися головний інженер Дармограй Б.М. та головний технолог ПАТ «Булат» Стасишин Р.М., та відповідальні виконавці Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Олексішин О.В. та інші склали цей акт підтвердження доцільності використання гнучкого канатного конвеєра для транспортування сипких матеріалів по криволінійних траєкторіях і трасах.

Реалізовані результати експериментальних досліджень з використання гнучкого канатного конвеєра, який захищений деклараційним патентом України №54102, Бюл. №20, 25.10.2010р., проведені у 2011 році.

Головний інженер

Головний технолог

Представник виконавця

Б.М.Дармограй

Р.М.Стасишин

О.Л. Ляшук

З А Т В Е Р Д Ж У Ю
Голова правління ПАТ «Рівнесільмаш»
Р.І.Басараб



АКТ

Впровадження наукової розробки Ляшука Олега Леонтійовича, Любачівського Романа Орестовича, Чвартацького Романа Ігоровича, Клендія Володимира Миколайовича, Кондратюка Олександра Михайловича, Гевка Ігор Богдановича Бригадира Богдана Тарасовича на ПАТ «Рівнесільмаш»

Результати експериментальних досліджень з виготовленням універсального пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків, проведених **Ляшуком Олегом Леонтійовичем, Любачівським Романом Орестовичем, Чвартацьким Романом Ігоровичем, Клендієм Володимиром Миколайовичем, Кондратюком Олександром Михайловичем, Гевкою Ігорем Богдановичем, Бригадиром Богданом Тарасовичем** у 2013 році, реалізовані в конструкції пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків, захищеного деклараційним патентом України №72993, Бюл. №17, 2012 р.

Використання пристрою дозволило заміряти конструктивні параметри шнеків, підвищити продуктивність праці контрольних операцій.

Голова комісії
заступник голови правління
ПАТ «Рівнесільмаш»

Г.Я.Цилюк

Члени комісії:
начальник технічного відділу
ПАТ «Рівнесільмаш»

С.А.Дунаєв

головний конструктор
ПАТ «Рівнесільмаш»

В.Ф.Орлов

ст. викладач, к.т.н. НУВГП

О.М.Кондратюк

ЗАТВЕРДЖУЮ
Голова правління ПАТ «Рівнесільмаш»

Р.І. Басараб



АКТ

впровадження наукової розробки Ляшука Олега Леонтійовича, Івасечка Романа Романовича, Гевка Івана Богдановича, Любачівського Романа Орестовича, Клендія Володимира Миколайовича, на ПАТ «Рівнесільмаш»

Результати експериментальних досліджень з виготовлення змішувача гвинтового гравітаційного, проведених співробітниками Тернопільського національного технічного університету ім. І.Пулюя у 2013 році, реалізовані в конструкції змішувача, який захищений деклараційним патентом України №50935, бюл. №12, 2010 р.

Запропоновані технічні рішення забезпечують покращення технологічних характеристик змішування, продуктивність роботи, дозволить зменшенню енерговитрат на процес гравітаційного змішування і після відповідної конструкторської та технологічної підготовки виробництва будуть впроваджені на ПАТ «Рівнесільмаш». Економічний ефект від впровадження запропонованого змішувача гвинтового гравітаційного складе 12240 грн.

Голова комісії
заступник голови правління
ПАТ «Рівнесільмаш»

Г.Я.Цилюк

Члени комісії:
начальник технічного відділу
ПАТ «Рівнесільмаш»

С.А.Дунаєв

головний конструктор
ПАТ «Рівнесільмаш»

В.Ф.Орлов

доцент, к.т.н. ТНТУ

О.Л.Ляшук

АКТ

впровадження наукової розробки Гевка Богдана Матвійовича, Ляшука Олега Леонтійовича, Гевка Івана Богдановича, Олексишина Олександра Володимировича та інших на «Селянському (фермерському) науково-виробничому господарстві «Коваль»»

У 2012 у фірмі було використано гнучкий канатний конвеєр, конструкція якого захищена деклараційним патентом на корисну модель №54102 (автори Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Олексишин О.В. та інші). Дана конструкція ефективно забезпечила транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах і охарактеризувала себе високою надійністю роботи у 2012 та 2013 році. Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції конвеєра склав 24000 грн.



Керівник

О.В. Коваль



ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«КОВЕЛЬСІЛЬМАШ»

45007, Україна, Волинська обл.,
 м. Ковель, вул. Варшавська, 1;
 телефакс (03352) 6-10-82, 6-10-70
 тел. для довідок: 6-10-03, 6-10-02
 юридичний відділ: 6-10-24

Р/р 2600401007059
 В ВФ ВАТ „Кредобанк” м. Луцьк
 МФО 303194
 Код ЗКПО 00238138

e-mail: post@kovelselmash.com

АКТ

Впровадження наукової розробки Гевка Івана Богдановича, Заїкіна Миколи Михайловича, Бабарики Степана Федоровича Ляшука Олега Леонтійовича на ПАТ «Ковельсільмаш».

Результати експериментальних досліджень стенда для характеристик гвинтових вертикальних бітерних розкидачів проведені авторами **Гевка Івана Богдановича, Заїкіна Миколи Михайловича, Бабарики Степана Федоровича Ляшука Олега Леонтійовича** у 2012 році які реалізовані за допомогою конструкції який захищений деклараційним патентом України №41207, Бюл. №9, 2009 р.

Використання конструкції стенда для дослідження характеристик механізмів розкидання сапропелів вертикальними гвинтовими бітерами з визначенням продуктивності, рівномірності та щільності і балансування гвинтових бітерів. Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції склав 3800 грн.

Голова правління




 М.М. Заїкін



ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«КОВЕЛЬСІЛЬМАШ»

45007, Україна, Волинська обл.,
 м. Ковель, вул. Варшавська, 1;
 телефакс (03352) 6-10-82, 6-10-70
 тел. для довідок: 6-10-03, 6-10-02
 юридичний відділ: 6-10-24

Р/р 2600401007059
 В ВФ ВАТ „Кредобанк” м. Луцьк
 МФО 303194
 Код ЗКПО 00238138

e-mail: post@kovelselmash.com

АКТ

Впровадження наукової розробки Ляшука Олега Леонтійовича, Бабарики Степана Федоровича, Заїкіна Миколи Михайловича, Гевка Івана Богдановича на ПАТ «Ковельсільмаш».

Результати експериментальних досліджень стенда для складання ланцюгово-пластинчастих полотен проведені авторами **Ляшука Олега Леонтійовича, Бабарики Степана Федоровича, Заїкіна Миколи Михайловича, Гевка Івана Богдановича** у 2012 році які реалізовані за допомогою конструкції який захищений деклараційним патентом України №42655, Бюл. №13, 2009 р.

Використання конструкції стенда для складання ланцюгово-пластинчастих полотен відпрацьовані на технологічність і визначені технологічні передумови компонування схем конструкцій вказаних робочих органів з відповідною синхронізацією їх роботи.

Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції склав 4210 грн.

Голова правління



М.М. Заїкін

ЗАТВЕРДЖУЮ
Голова правління ПАТ «Рівнесільмаш»
Р.І. Басараб



АКТ

Впровадження наукової розробки Ляшука Олега Леонтійовича, Любачівського Романа Орестовича, Чвартацького Романа Ігоровича, Дзюри Володимира Олексійовича, Клендія Володимира Миколайовича, Кондратюка Олександра Михайловича, Гевка Івана Богдановича на ПАТ «Рівнесільмаш»

Результати експериментальних досліджень з виготовлення секційної гвинтової спіралі, проведених **Ляшуком Олегом Леонтійовичем, Любачівським Романом Орестовичем, Дзюрою Володимиром Олексійовичем, Клендієм Володимиром Миколайовичем, Кондратюком Олександром Михайловичем, Гевко Іваном Богдановичем** у 2013 році, реалізовані в конструкції секційної гвинтової спіралі, яка захищена деклараційним патентом України №85011, Бюл. №21, 2013 р. В результаті впровадження у виробництво річний економічний ефект склав 5127 грн. при використанні одного конвеєра.

Голова комісії
заступник голови правління
ПАТ «Рівнесільмаш»

Г.Я.Цилок

Члени комісії:
начальник технічного відділу
ПАТ «Рівнесільмаш»

С.А.Дунаєв

головний конструктор
ПАТ «Рівнесільмаш»

В.Ф.Орлов

ст. викладач, к.т.н. НУВГП

О.М.Кондратюк

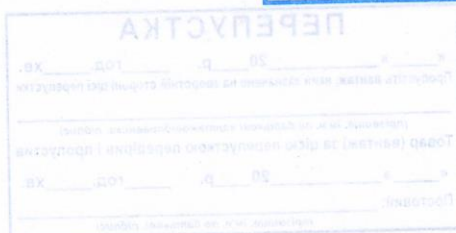


АКТ
**впровадження наукової розробки Гевка Богдана Матвійовича,
 Ляшука Олега Леонтійовича, Дині Володимира Івановича,
 Олексишина Олександра Володимировича та інших на ТзОВ «Мрія
 Поділля»**

Даний акт підтверджує доцільність використання гнучкого ланцюгового конвеєра для транспортування сипких матеріалів для сільськогосподарського використання.

Реалізовані результати експериментальних досліджень з використання гнучкого ланцюгового конвеєра, який захищений деклараційним патентом України №52568, Бюл. №16, 25.08.2010р., проведені у 2012 році. Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції конвеєра склав 29000 грн.

Представник ТзОВ «Мрія Поділля»





АКТ
Впровадження наукової розробки Ляшука Олега Леонтійовича, Дині Володимира Івановича, Олексішина Олександра Володимировича та інших на ТзОВ «Мрія Поділля»

Експериментальні дослідження з використанням робочого органу гнучкого канатного конвеєра проведені Ляшуком О.Л., Динею В.І., Олексішином О.В. у 2012 році на ТзОВ «Мрія Поділля». Конструкція робочого органу гнучкого канатного конвеєра захищена деклараційним патентом на корисну модель України №65918, Бюл. №24, 2011 р.

Реалізовані розробки забезпечують підвищення продуктивності технологічного процесу транспортування сільськогосподарської продукції. Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції склав 5200 грн.

Представник ТзОВ «Мрія Поділля»

Володимир Вервель О.С.

ПЕРЕПУСТКА	
« _____ » _____ 20__ р. _____ год. _____ хв.	Пропустить вантаж, який зазначено на зворотній стороні цієї перепустки
(прізвище, ім'я, по батькові вантажодержателя, підпис)	
Товар (вантаж) за цією перепусткою перевірів і пропустив	
« _____ » _____ 20__ р. _____ год. _____ хв.	
Постовий: _____	
(прізвище, ім'я, по батькові, підпис)	