

**МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

**Гевко Іван Богданович**

УДК 621.867.42

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

05.02.02 – машинознавство

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Львів – 2013

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант** – доктор технічних наук, професор  
**Рогатинський Роман Михайлович**,  
Тернопільський національний технічний університет  
імені Івана Пулюя, проректор з наукової роботи,  
завідувач кафедри економічної кібернетики.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Стругинський Василь Борисович**,  
Національний технічний університет України «Київський  
політехнічний інститут», завідувач кафедри конструювання  
верстатів та машин;

доктор технічних наук, професор  
**Малащенко Володимир Олександрович**,  
Національний університет «Львівська політехніка»,  
завідувач кафедри деталей машин;

доктор технічних наук, професор  
**Кіницький Ярослав Тимофійович**,  
Хмельницький національний університет, завідувач  
кафедри машинознавства.

Захист відбудеться 27 червня 2013 року о 10<sup>00</sup> год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61.

Із дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Національного університету «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розіслано «\_\_» травня 2013 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Ю. П. Шоловій

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

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

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

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Роботу виконано відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (теми «Розробка методів та досліджень транспортно-технологічних та перевантажувальних систем із розділеними потоками» (Д.Р.№0105U000742) (обґрунтовано конструкції гвинтових механізмів для виконання функціональних операцій та розроблено методу дослідження параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів), «Синтез систем неперервного транспорту на основі розкриття закономірностей формування потоку вантажу робочими поверхнями» (Д.Р.№ 0111U002586) (проведено аналіз приводів ГТТМ, розроблено методики, алгоритми та програми досліджень гвинтових конвеєрів, виконано структурно-схемний синтез ГТТМ за кінематикою транспортування та цільовим призначенням, проведено теоретичні й експериментальні дослідження їх динаміки та параметричну оптимізацію гвинтових змішувачів), а також «Енергоєфективні гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин із розширеними технологічними можливостями» (Д.Р.№0112U002202) (розроблено стенд для автоматизованого дослідження характеристик гвинтових робочих органів та гвинтові конвеєри для транспортування вантажів по криволінійних траєкторіях і проведено їх дослідження)). Робота спрямована на часткове вирішення науково-технічної проблеми з питань розроблення й упровадження нової техніки в рамках цільової комплексної програми «Національна програма розробки і виробництва технологічних комплексів машин і обладнання сільськогосподарства, харчової та переробної промисловості», затвердженої Кабінетом Міністрів України 07.03.1996 р.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є підвищення функціонально-експлуатаційних показників гвинтових транспортно-технологічних механізмів шляхом синтезу прогресивних конструкцій та вибору їх раціональних конструктивно-технологічних параметрів на основі розроблених моделей.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно розв'язати такі задачі:

1. Провести аналіз сучасного стану досліджень ГТТМ і запобіжних муфт їх приводів та розробити наукову концепцію їх проектування на основі синтезу й обґрунтування техніко-економічних характеристик.

2. Встановити залежність характеристик та конструктивних параметрів гвинтових механічних систем і захисних механізмів від характеру навантаження, що дозволить визначити причини можливих перевантажень ГТТМ і можливості їх усунення.

3. Розробити математичну модель нелінійних поперечних коливань шнека та встановити залежність частоти власних коливань гвинтового робочого органу (ГРО) від його основних характеристик і критичну швидкість обертання.

4. Розробити математичну модель крутильних коливань шнека для нерезонансного і резонансного випадків і дослідити вплив імпульсних сил на крутильні коливання ГРО.

5. Розробити математичні моделі динаміки ГТТМ і їх приводів із визначенням кінематичних та силових параметрів.

6. Провести оптимізацію ГТТМ за критеріями якості, енерго- та матеріаломісткості.

7. Розробити методику проектування ГТТМ і їх елементів з урахуванням функціонального призначення та, на її основі, систему автоматизованого проектування, що забезпечить проведення оцінювання та відбір конкурентоздатних конструкцій гвинтових механізмів за техніко-економічними характеристиками.

8. Здійснити апробацію розроблених наукових положень у лабораторних і виробничих умовах та дослідну перевірку нових ГТТМ і їх елементів із використанням відповідного експериментального оснащення.

**Об'єкт дослідження** – створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів на основі генерування та вибору їх конструктивно-функціональних схем.

**Предмет дослідження** – гвинтові транспортно-технологічні механізми та закономірності взаємозв'язку їх конструктивно-технологічних параметрів із функціональним призначенням.

**Методи дослідження.** Математичні моделі динамічних процесів досліджуваних об'єктів описано на базі загальних законів та принципів класичної механіки. Теоретичні дослідження проведено шляхом адаптації хвильової теорії руху, асимптотичних методів нелінійної механіки, основних ідей методів Бубнова-Гальоркіна та Ван-дер-Поля на класи динамічних систем, які розглядаються. Це дозволило отримати рівняння у стандартному вигляді, які описують закони зміни основних динамічних параметрів ГТТМ. Аналіз амплітудно-частотних характеристик конкретних систем здійснено з використанням методу Рунге-Кутта четвертого порядку. Експериментальні дослідження проведено із застосуванням загальних методик з використанням математичних методів оптимального планування багатофакторного експерименту, тензометрії, швидкісної кінозйомки.

Опрацювання результатів експериментальних досліджень здійснено статистичними методами за допомогою програмних пакетів аналізу даних.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Розроблено науково-прикладні основи створення ГТТМ, які полягають у поєднанні структурного синтезу ієрархічних груп і системного оцінювання ефективності альтернативних варіантів ГТТМ та їх елементів з урахуванням техніко-економічних чинників у єдиний процес, що забезпечує відбір конкурентоздатних конструкцій. При цьому:

1. Вперше розроблено алгоритм проектування ГТТМ на базі структурно-функціонального синтезу ієрархічних груп з урахуванням динамічних моделей гвинтових механізмів і ЗМ та використанням методики техніко-економічного оцінювання ефективності конструкцій.

2. Вперше розроблено математичну модель процесу роботи шнека з виведенням нелінійного диференціального рівняння його поперечних коливань під дією зовнішніх періодичних сил, що є квазілінійним рівнянням із частинними похідними та відповідними крайовими умовами, розв'язок якого асимптотичними методами нелінійної механіки дозволив встановити залежності власної частоти й амплітуди поперечних коливань шнека від його кутової швидкості обертання, довжини, поздовжньої сили та особливості динамічного процесу при переході системи через резонанс.

3. Вперше розроблено математичну модель крутильних коливань шнека для нерезонансного і резонансного випадків, що враховує вплив поперечних коливань шнека, та виведено аналітичні залежності для визначення резонансної амплітуди й частоти власних крутильних коливань шнека як функції параметрів системи.

4. Вперше досліджено вплив імпульсних сил на резонансні та нерезонансні крутильні коливання шнека і на їх стійкість з побудовою відповідних амплітудно-частотних характеристик.

5. Набуло подальшого розвитку розроблення математичних моделей ГТТМ із визначенням впливу конструктивних параметрів і режимів роботи на динаміку процесу та ефективність їх функціонування.

6. Вперше розроблено динамічні моделі нових запобіжних муфт (з коливним диском та комбінованої фрикційної) приводів ГТТМ із виявленням впливу елементів їх структури та параметрів пружно-дисипативних ланок і тертя в кінематичних парах на їх функціональну здатність у межах заданих характеристик.

7. Вперше проведено багатокритеріальну оптимізацію ГТТМ із розв'язуванням задачі нелінійного програмування з мінімізації матеріалоемності гвинтового транспортера-змішувача з урахуванням вибору режимів роботи за критеріями енергоемності та якості виконання технологічного процесу.

**Практичне значення отриманих результатів.** На основі реалізованих математичних моделей розроблено методики визначення конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів ГТТМ та їхніх приводів.

За використання запропонованого структурного синтезу ієрархічних груп методом морфологічного аналізу розроблено нові типи гвинтових змішувачів (з пересипом, замкненим циклом роботи, кількома шнеками), гвинтових сепараторів (з нерухомими, частково рухомими і рухомими спіралями), ГРО (секційних, профільних, із різними типами з'єднань) і запобіжних муфт (ЗМ) (фрикційно-

кулькові, роликово-кульковий, з конусними елементами, коливним диском, сигнально-запобіжний і низькочастотні імпульсного типу та методики їх розрахунку). Запропоновано методики проектування гвинтових гелікоїдних та профільних ГРО. Розроблено методику і прикладне програмне забезпечення проектування й вибору ГТТМ з урахуванням техніко-економічних чинників.

Технічна новизна розробок ГТТМ і їх приводів захищена 4 авторськими свідоцтвами СРСР і 74 патентами України на винаходи й корисні моделі.

Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації: впроваджено у ВАТ «Тернопільський комбайновий завод» (при виготовленні роликово-кулькової ЗМ), ПАТ «Ковельсьільмаш» (при виготовленні стенда для дослідження гвинтових вертикальних бітерів, гнучкого ГРО та гвинтового змішувача з замкненим циклом роботи), ТОВ ОСП Корпорація «ВАТРА» (при виготовленні запобіжних фрикційної та кулькових муфт), ПАТ «Рівнесільмаш», ВАТ ТКБР «Стріла» (при виготовленні ЗМ із конусоподібними пальцями); ПП «Мінбрук» (при використанні гвинтових конвеєрів з пересипанням і гнучким приводним валом та гвинтових змішувачів з пересипом і замкненим циклом роботи); передано для використання у ВАТ «Червона зірка», ВАТ «Роменський завод «Тракторозапчастина», ТОВ ТКБР «Стріла», ТОВ «Універст Лтд»; використовуються в навчальному процесі при вивченні дисциплін «Автоматизація технологічних процесів у машинобудуванні», «Надійність машин», «Основи технічного творення і наукових досліджень», «Організація виробництва», «Операційний менеджмент» та «Управління процесом розробки й освоєння виробництва нових виробів» у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

**Особистий внесок здобувача.** Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконані автором самостійно та опубліковані в одноосібній монографії [1], наукових статтях [3, 16-22, 27-29, 33-35, 40], патентах [47-49, 51, 52, 56, 60, 61], матеріалах і тезах наукових конференцій [63, 65, 66, 68, 70, 73].

У працях, опублікованих у співавторстві, автору належать: монографії [2] - основні теоретичні аспекти, що стосуються моделювання технологічних процесів формоутворення гвинтових профільних заготовок, розрахунків параметрів профільних гвинтових заготовок, проектування технологічного оснащення; наукових статтях, матеріалах і тезах конференцій [6, 8, 15, 32, 42] – математична постановка задач, виведення основних рівнянь і співвідношень, аналітичний опис динамічних моментів; [4, 7, 38, 41, 69] – розроблення схем і вузлів конструкцій та виведення основних залежностей для визначення конструктивно-технологічних параметрів ГТТМ; [5] – конструкції ЗМ й основні аналітичні залежності для розрахунку їх конструктивно-силових параметрів; [67, 71, 72] – розроблення принципів схем, проектування вузлів і опис конструкцій експериментального оснащення й устаткування; [9, 10, 31, 64] – основні результати дослідження процесів змішування ГТТМ; [14, 44] – методика оптимізації конструктивних параметрів ГТТМ; [24, 25, 26] – основні аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів ГРО; [11, 12, 30] – основні аналітичні залежності для динамічного моделювання роботи приводів із ЗМ; [13, 23, 39] – проектування експериментального обладнання, розроблення методик проведення досліджень та їх

виконання; [37, 43] – розроблення методу структурного синтезу з ієрархічним групуванням та синтез ГТТМ; [36] – методика конструювання і відбору ГТТМ, розроблення системи їх кодування та виведення основних залежностей; авторських свідоцтвах на винаходи і патентах [45, 46, 50, 53-55, 57-59, 62] – розроблення принципів схем механізмів та конструктивних особливостей виконавчих органів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідалися й були схвалені на щорічних наукових конференціях професорсько-викладацького складу, наукових співробітників і аспірантів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2000–2012 рр.), Луцькому національному технічному університеті (2002–2008 рр.), Донбаській машинобудівній академії – «Надійність інструментів та оптимізація технологічних систем» (м. Краматорськ, 2008–2011 рр.); Національному аграрному університеті (м. Київ, 2000–2003 рр.); на Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 2003 р.); Житомирському державному технологічному університеті (2006 р.); Кіровоградському національному технологічному університеті (2007 р.); Львівському національному аграрному університеті (м. Львів, 2010 р.); Харківському національному технічному університеті сільського господарства ім. П. Василенка (2007–2011 рр.), Севастопольському національному технічному університеті (2008 р.). У повному обсязі робота доповідалась і отримала позитивний відгук на розширених науково-технічних семінарах Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2012 р.) та Національного університету «Львівська політехніка» (2012 р.).

**Публікації.** Основні положення та результати дисертації опубліковано в 2-х монографіях, 4-х підручниках, 73 наукових статтях (19 одноосібних) у фахових виданнях, 23 матеріалах і тезах наукових конференцій, 78 авторських свідоцтвах СРСР і деклараційних патентах України на винаходи (15 одноосібних).

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, 7 розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації – 454 стор., у тому числі 153 рисунки, 41 таблиця, список використаних літературних джерел з 421 найменування на 41 стор. та 12 додатків на 90 стор. Основна частина дисертації займає 322 стор. (з них обсяг основного тексту – 298 стор.).

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** розкрито сутність і сучасний стан проблеми проектування ГТТМ та їх приводів. Обґрунтовано доцільність проведення досліджень та актуальність теми, сформульовано задачі й мету роботи. Окреслено новизну та практичну цінність отриманих результатів. Наведено дані про апробацію результатів роботи та публікації, що відображають основний зміст дисертаційної роботи.

У **першому розділі** проведено аналіз і узагальнення результатів досліджень ГТТМ і ЗМ їх приводів. Значний вклад у створення основ проектування гвинтових механізмів та проведення їх теоретичних і експериментальних досліджень здійснили О.Д. Алімов, К.В. Алферов, П.М. Василенко, Б.М. Гевко, Х. Герман, А.М. Григор'єв, І.Е. Груздєв, Л.В. Гячев, В.К. Дячков, Р.Л. Зенков, Ф.К. Іванченко, В.В. Красніков, Л.М. Куцин, В.С. Ловеїкін, А.А. Омельченко, Ю.А. Пертен, М.І. Пилипець,

П.А. Преображенський, Р.М. Рогатинський, А.Я. Соколов, В.Д. Ткач, Г. Шенкель, М.К. Штуков та багато інших. Значну увагу вчені й конструктори приділяли використанню ГТТМ у різних галузях народного господарства – машинобудуванні, сільськогосподарському виробництві, харчовій та переробній промисловості, будівництві, комунальному господарстві, транспорті тощо. Зокрема науковці здійснювали пошук шляхів розв’язку задач взаємодії матеріалів із існуючими ГРО та їх проектування залежно від використання у тій чи іншій галузі.

Вагомий внесок у розвиток синтезу, динаміки й міцності механізмів, у тому числі ЗМ, заклали такі вчені: С.Г. Афанасєв, І.Д. Барбаш, В.Л. Вейнц, С.К. Дяченко, Я.І. Єсипенко, Є.Н. Ізотов, Б.І. Кіндрацький, Я.Т. Кіницький, Н.Ф. Кірках, С.М. Кожевников, М.С. Комаров, І.В. Кузьо, М.Г. Лопаткін, І.В. Луців, В.О. Малащенко, С.Г. Нагорняк, В.Т. Павлице, А.З. Паламаренко, Е.М. Попов, В.С. Поляков, О.А. Ряховський, В.Б. Струтинський, Д.М. Решетов, В.К. Тепінкічєв, Є.П. Флік, М.І. Хрисанов та інші.

У результаті здійснення аналізу особливостей проектування ГТТМ і сучасних методів пошуку технічних рішень із використанням теорій моделювання та синтезу з’ясовано, що покращення існуючих методів їх проектування можливе за реалізації комплексного підходу на основі техніко-економічного оцінювання ефективності. Тому розроблення методів їх проектування із застосуванням структурного синтезу та механіко-математичних і аналітичних методів моделювання на основі техніко-економічних характеристик залишається не вирішеною проблемою і має важливе наукове та практичне значення.

**У другому розділі** розроблено класифікацію ГТТМ з урахуванням нових запатентованих пристроїв і визначено їх функціональні можливості за конструктивними ознаками, формою поверхні ГРО, конструкцією жолоба та приводного вала, а також за напрямком руху матеріалу, характером виконання операцій і особливістю виготовлення шнека [68].

Встановлено взаємозв’язок конструктивних характеристик гвинтових систем і захисних механізмів від характеру навантаження, що дозволило визначити причини можливих перевантажень ГТТМ і можливості їх усунення шляхом вибору ЗМ (рис. 1) залежно від величини передавального моменту, частоти обертання та якісних показників [35]. Розроблено розрахункову схему визначення сил і пружних деформацій ГРО у процесі їх експлуатації, що уможливило отримання аналітичних залежностей для визначення дійсного навантаження й напружень на витки ГРО.

Визначено основні функціональні операції, що реалізуються ГТТМ, і відповідні їм компоновки ГРО. Розроблено модель їх конструювання та вибору [36]. Представлено схему формування бази даних їх конструктивних елементів, що використовується для синтезу і відбору раціональних конструкцій. Розроблено 10 базових компоновальних схем гвинтових конвеєрів із розширеними технологічними можливостями для виконання різних функціональних операцій і систему їх кодування (табл. 1). Вона включає кодування 6 основних функцій ГТТМ: «А» – транспортування; «Б» – змішування; «В» – дозування; «Г» – калібрування (сепарування); «Д» – нагнітання і пресування; «Е» – подрібнення; напрямку розташування (а, б, в) та кодування конструктивних елементів: 1<sub>і</sub> – приводи; 2<sub>і</sub> – передачі й редуктори; 3<sub>і</sub> – муфти; 4<sub>і</sub> – ГРО; 5<sub>і</sub> – жолоби; 6<sub>і</sub> – елементи завантаження, пересипання й розвантаження; 7<sub>і</sub> – елементи з’єднувальні та опорно-поворотні; 8<sub>і</sub> – елементи керування.



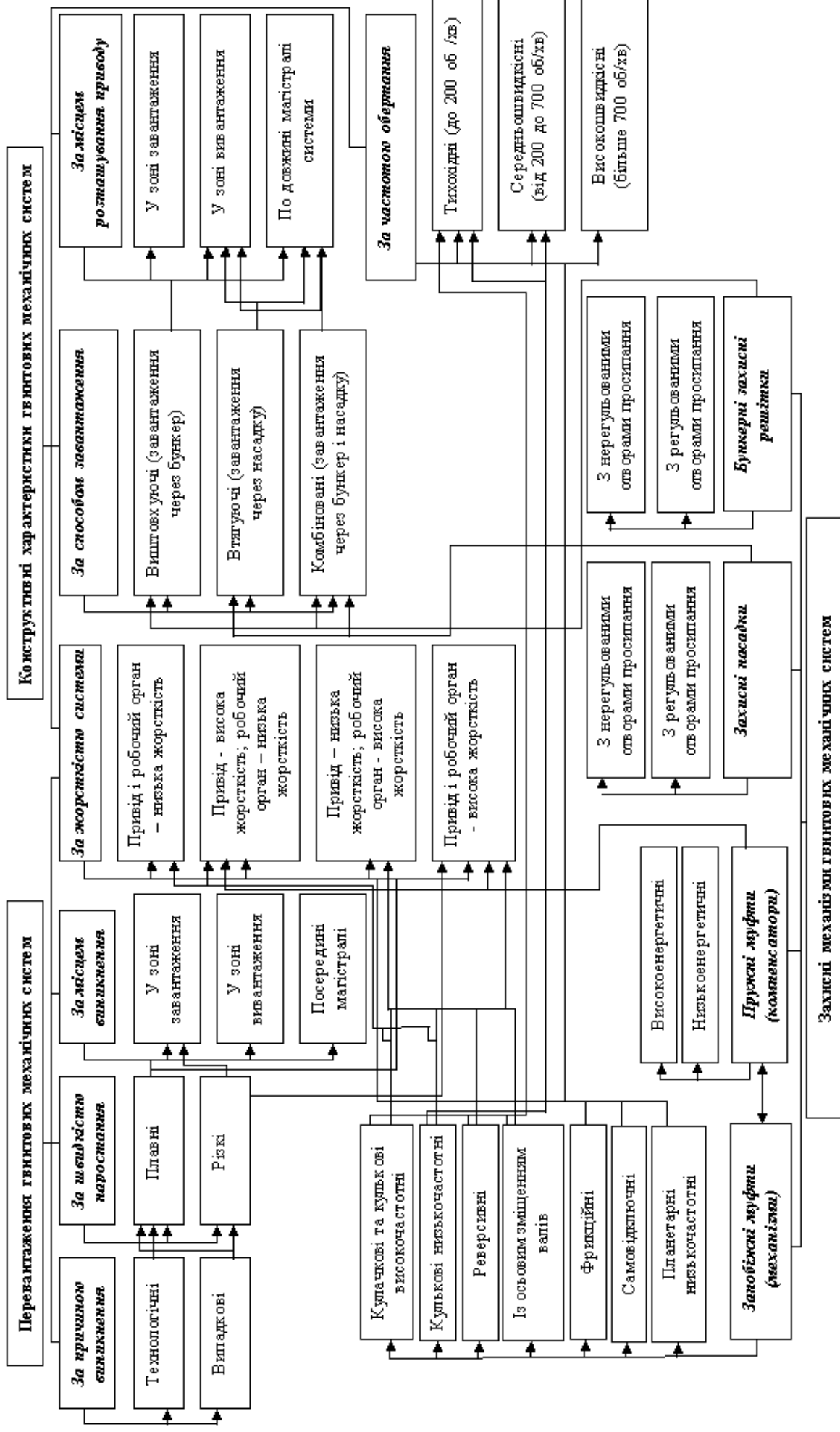


Рис. 1. Схема взаємозв'язку між конструктивними характеристиками гвинтових систем і захисних механізмів та характером навантаження

Компонувальні схем ГТТМ для виконання різних функціональних операцій і їх коди

Код операції	Код ГТТМ	Схема з кодами конструктивних елементів	Код операції	Код ГТТМ	Схема з кодами конструктивних елементів
1, 3, 14	АБЕВ1 <sub>i</sub> ; 3 <sub>i</sub> 4 <sub>i</sub> 5 <sub>i</sub> 6 <sub>i</sub> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>		1, 3, 4, 12, 13, 14	АБВГДЕ 1 <sub>i</sub> 2 <sub>i</sub> 3 <sub>i</sub> 4 <sub>i</sub> 5 <sub>i</sub> ; (6 <sub>i</sub> ) <sup>3</sup> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>	
1, 3, 14	АБЕВ1 <sub>i</sub> ; 3 <sub>i</sub> (4 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> (5 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> 6 <sub>i</sub> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>		1, 3, 4, 12, 13, 14	АБВГДЕ 1 <sub>i</sub> 2 <sub>i</sub> 3 <sub>i</sub> (4 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> 5 <sub>i</sub> (6 <sub>i</sub> ) <sup>3</sup> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>	
1, 3, 8, 14	АБГЕб1 <sub>i</sub> ; 2 <sub>i</sub> 3 <sub>i</sub> 4 <sub>i</sub> 5 <sub>i</sub> (6 <sub>i</sub> ) <sup>3</sup> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>		1, 3, 14	АБЕб1 <sub>i</sub> 2 <sub>i</sub> 3 <sub>i</sub> 4 <sub>i</sub> 5 <sub>i</sub> 6 <sub>i</sub> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>	
1, 3, 14	АБЕВ1 <sub>i</sub> ; 3 <sub>i</sub> (4 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> (5 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> 6 <sub>i</sub> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>		1, 3, 4, 12, 13, 14	АБЕ1 <sub>i</sub> 2 <sub>i</sub> ; 3 <sub>i</sub> (4 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> (5 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> 6 <sub>i</sub> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>	
1, 3, 14	АБЕа1 <sub>i</sub> ; 3 <sub>i</sub> 4 <sub>i</sub> 5 <sub>i</sub> 6 <sub>i</sub> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>		1, 3, 14	АБЕа1 <sub>i</sub> 2 <sub>i</sub> 3 <sub>i</sub> ; (4 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> 5 <sub>i</sub> 6 <sub>i</sub> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>	

Запропоновано методику вибору ГТТМ шляхом максимізації очікуваних позитивів із загальної сукупності альтернативних варіантів за чотирма параметрами: запасом міцності з урахуванням динамічного навантаження слабшої ланки, продуктивністю, якістю виконання процесу та зведеною собівартістю.

$$A_n = \frac{\left(1 - \frac{T_{\max \text{ дин}}}{T_{\text{доп}}}\right) \cdot k_{\text{ваг1}} + \frac{Q_n}{Q_{\max \text{ гр}}} \cdot k_{\text{ваг2}} + \frac{\sum_{s=1}^m Z_m \cdot \Phi_{mn}}{1000} \cdot k_{\text{ваг3}} + \left(1 - \frac{C_{ГК1} + C_{ГК2} + C_{ГК3}}{C_{\max \text{ гр}}}\right) \cdot k_{\text{ваг4}}}{k_{\text{ваг1}} + k_{\text{ваг2}} + k_{\text{ваг3}} + k_{\text{ваг4}}}, \quad (1)$$

де  $T_{\max \text{ дин}}$ ,  $T_{\text{доп}}$  – максимальне та допустиме динамічне навантаження слабшої ланки  $n$ -ого ГТТМ;  $Q_n$ ,  $Q_{\max \text{ гр}}$  – продуктивність  $n$ -ого ГТТМ із певної групи синтезованих та максимальна продуктивність представника цієї групи;  $Z_m$  – значення фактора;  $\Phi_{mn}$  – факторний рахунок для  $i$ -того фактора;  $m$  – кількість факторів;  $C_{ГК1}$ ,  $C_{ГК2}$ ,  $C_{ГК3}$ ,  $C_{\max \text{ гр}}$  – відповідно собівартість виготовлення  $n$ -ого ГТТМ, експлуатаційні витрати, витрати на технічний огляд і ремонт, максимальна сумарна собівартість певної групи ГТТМ, грн.;  $k_{\text{ваг1}}$ ,  $k_{\text{ваг2}}$ ,  $k_{\text{ваг3}}$ ,  $k_{\text{ваг4}}$  – ваги пріоритетності окремих показників.

Розроблено методику структурного синтезу ГТТМ із розподілом конструктивних ознак їх елементів на ієрархічні групи та підгрупи з урахуванням суттєвості впливу вибору ознак елементів на досягнення заданих критеріїв оцінювання ГТТМ, яка дозволила у понад 40 разів зменшити кількість варіантів синтезованих альтернатив у порівнянні з класичною моделлю. Це забезпечує суттєве скорочення термінів проектування гвинтових механізмів та їх елементів. За запропонованою методикою кількість варіантів визначається за формулою

$$N_{IT} = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2)$$

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

Використовуючи розроблену методику, проведено структурний синтез [43] гвинтових змішувачів, гвинтових сепараторів, ГРО та ЗМ і серед варіантів синтезованих схем шляхом експертного оцінювання обрано й запатентовано конструкції з покращеними експлуатаційними характеристиками.

Використовуючи принцип Паретто розроблено модель вибору ЗМ ГТТМ [29] за ABC-XYZ-MNL класифікацією залежно від їх функціонального призначення, вартісних і якісних показників. Виведено аналітичні залежності та розроблено методику підбору й визначення доцільності їх використання в конструкціях ГТТМ.

**У третьому розділі** проведено математичне моделювання технологічних параметрів ГТТМ і навантаження на ГРО. Розроблено математичні моделі нелінійних поперечних та крутильних коливань шнека й досліджено вплив імпульсних сил на його крутильні коливання. Проведено моделювання динаміки гвинтового сепаратора з горизонтальними імпульсними навантаженнями та гвинтового змішувача (ГЗ) і досліджено кінематику сипкого вантажу в еліптичному ГЗ.

За базу для отримання диференціальних рівнянь, які описують поперечні та крутильні коливання шнека, умовно взято пружне тіло, яке обертається навколо осі зі сталою кутовою швидкістю  $\Omega$  [40]. Прийнято, що площа поперечного перерізу, погонна маса, момент інерції є змінними величинами вздовж осі шнека. Для побудови математичної моделі, яка відповідає технологічному процесу використання ГРО, вибрано рухому декартову систему координат OXYZ так, щоб вісь OX проходила через центр мас перерізу шнека в недеформованому положенні. Позначено  $u(x, t)$  – відхилення у площині OXZ перерізу ГРО з координатою  $x$  у довільний момент часу  $t$ . Площина OXZ вважається незмінно зв'язана із площиною максимального його прогину. На рис. 2 умовно вирізано у довільному положенні елемент шнека довжиною  $dx$  та показано на нього дію сил:  $S$  – поздовжня сила у перерізі з координатою  $x$ ;  $M$  – згинаючий момент у перерізі з координатою  $x$ ;  $Q$  – перерізує зусилля у перерізі з координатою  $x$ ;  $\theta_1$  – кут нахилу, який утворює з віссю OX дотична до середньої лінії нормальних перерізів з координатою  $x$ ;  $\theta_2$  – кут нахилу, який утворює з віссю OX дотична до середньої лінії нормальних

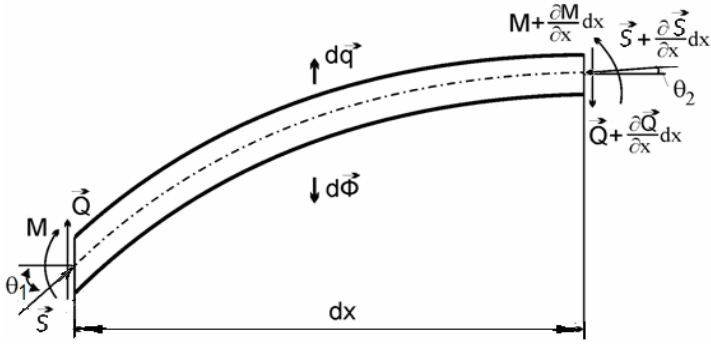


Рис. 2. Схема сил, які діють на елемент шнека при його поперечних коливаннях

перерізів з координатою  $x + dx$ ;  $dq$  – складова рівнодійної зовнішніх сил у площині  $Oxz$ , які діють на умовно виділений елемент шнека;  $d\Phi$  – елементарна сила інерції.

Для даного випадку рівняння поперечних коливань шнека приведено до вигляду

$$u_{tt} + \frac{I_0}{m_0} \left( E - \frac{S_0}{F} \right) u_{xxxx} + \frac{S_0}{m_0} u_{xx} - \Omega^2 u = \mu f(x, t, u, u_t, u_x, u_{xx}, u_{xxx}), \quad (3)$$

де  $u(x, t)$  – відхилення у площині  $Oxz$  (площині максимального прогину) перерізу ГРО з координатою  $x$  у довільний момент часу  $t$ ;  $I(x)$ ,  $S(x)$ ,  $m(x)$  – відповідно момент інерції, площа поперечного перерізу та погонна маса ГРО.

Вважається, що вказані величини вздовж довжини шнека змінюються відповідно до залежностей  $I(x) = I_0(1 + \mu k_1 x)$ ,  $S(x) = S_0(1 + \mu k_2 x)$ ,  $m(x) = m_0(1 + \mu k_3 x)$  ( $I_0, S_0, m_0, k_1, k_2, k_3, \mu$  – сталі, причому  $\mu \ll 1$ ). Права частина наведеної залежності набула

вигляду  $\mu f(x, t, \dots, u_{xxx}) = (1 - k_3 x) \frac{\mu}{m_0} \times \left[ q(u, x, \psi(t)) - \left( Ek_1 + \frac{S_0 k_2}{F} \right) \frac{\partial^2}{\partial x^2} (xu_{xx}) - S_0 k_2 \frac{\partial}{\partial x} (xu_x) \right]$ . У ній

$q(u, x, \psi(t))$  – розподіл зовнішніх (у тому числі й періодичних) сил уздовж довжини ГРО;  $E$  – модуль пружності матеріалу;  $\psi(t) = \Xi t$ , де  $\Xi$  – частота зовнішнього періодичного збурення.

Для рівняння (3) прийнято крайові умови, які узгоджуються зі способом закріплення шнека в підшипниках

$$u(x, t)|_{x=j} = 0, u_{xx}(x, t)|_{x=j} = 0, j = 0, l, \quad (4)$$

де  $l$  – віддаль між підшипниками.

Динамічний процес, використовуючи загальні ідеї асимптотичних методів нелінійної механіки, в першому наближенні нерезонансного випадку шнека наведено у вигляді

$$u(x, t) = b(\cos(\nu l + \omega t + \varphi) - \cos(\nu l - \omega t - \varphi)) + \mu U_1(a, x, \vartheta, \psi), \quad (5)$$

де  $U_1(b, x, \vartheta, \psi) - 2\pi$  – періодична по  $\vartheta = \omega t + \varphi$  функція, що не містить першої її гармоніки та задовольняє однорідні крайові умови, які впливають із (4);  $\nu = k\pi/l$  – хвильові числа ( $k = 1, 2, \dots$ );  $2b$  – амплітуда;  $\omega$  – одна із власних частот частотного спектра коливань шнека, що визначається через фізико-механічні, геометричні та кінематичні параметри залежністю

$$\omega = \sqrt{\frac{I_0}{m_0} \left( E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \left( \frac{k\pi}{l} \right)^4 - \frac{S_0}{m_0} \left( \frac{k\pi}{l} \right)^2} - \Omega^2. \quad (6)$$

Відповідно, отримані критичні значення кутової швидкості ( $\bar{\Omega}$ ) ГРО та

стискаючого зусилля ( $\bar{S}_o$ ), за яких проходить зрив динамічного процесу

$$\bar{\Omega} = \frac{k\pi}{l\sqrt{m_0}} \sqrt{I_0 \left( E - \frac{S_0}{F} \right) \left( \frac{k\pi}{l} \right)^2 - S_0}, \quad \bar{S}_o = \left[ EI_0 - m_0 \Omega^2 \left( \frac{l}{k\pi} \right)^2 \right] \cdot \left[ 1 + \frac{I_0}{F} \left( \frac{k\pi}{l} \right)^2 \right]^{-1}. \quad (7)$$

Для знаходження впливу нелінійних сил на поперечні коливання шнека отримано співвідношення

$$\dot{b} = \frac{\mu}{4\pi^2 \omega l} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \hat{f}_1(b, x, \vartheta, \psi) \sin \nu x \cos \vartheta dx d\vartheta d\psi; \quad \dot{\vartheta} = \omega + \frac{\mu}{4\pi^2 \omega l b} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \hat{f}_1(b, x, \vartheta) \sin \nu x \sin \vartheta dx d\vartheta d\psi. \quad (8)$$

У співвідношенні (8)  $\hat{f}_1(b, x, \vartheta, \psi)$  відповідають значенням правої частини рівняння (3) за умови, що функція  $u(x, t)$  та її похідні визначаються відповідно до головної частини у представленні (5).

На рис. 3 наведено залежності зміни амплітуди поперечних коливань ГРО за різних значень кутової швидкості його обертання, за таких фізико-механічних характеристик ГРО:  $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$ ,  $I_0 = 6 \cdot 10^6 \text{ m}^2$ ,  $F = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ ,  $m_0 = 4 \cdot 10 \text{ кг/м}$ ,  $S_0 = 7 \cdot 10^2 \text{ H}$ .

Складнішим у дослідженні й одночасно важливим з практичного боку експлуатації ГРО є неавтономний випадок - випадок дії зовнішніх періодичних сил.

Для першого наближення, у нерезонансному випадку, дія останніх проявляється у незначній зміні форми коливань. Водночас при резонансі вона

супроводжується значним зростанням амплітуди коливань, а, отже, збільшенням динамічних напружень у ГРО та опорних підшипниках.

Для резонансних коливань шнека за умови, що сила опору пропорційна кубу відносної швидкості, основні параметри його коливань описано рівняннями

$$\dot{b} = -\mu \frac{9}{16} k_4 b^3 \omega^2 + \frac{\mu h_1}{4\pi l \omega} \cos \Delta; \quad \dot{\Delta} = q\omega - p\Xi - 3,75\mu \left( \frac{k\pi}{l} \right)^8 \frac{b^2}{\omega} - \frac{\mu h_1}{4\pi l b \omega} \sin \Delta, \quad (9)$$

де  $\Delta$  - різниця фаз власних та вимушених коливань;  $h_1$  - приведена величина амплітуди зовнішнього періодичного збурення.

На рис. 4 зображено зміну резонансної амплітуди при швидкому переході резонансної зони, а також резонансні криві за різних кутових швидкостей обертання шнека за таких значень параметрів:  $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$ ,  $I_0 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ ,  $F = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ ,  $m_0 = 4 \cdot 10 \text{ кг/м}$ ,  $S_0 = 7 \cdot 10^2 \text{ H}$ ,  $h_1 = 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ ,  $k_1 = k_3 = 0$ ,  $a_0 = 10^3 \text{ м}$ ,  $\Delta_0 = 10^{-1}$ .

Не менш важливими є крутильні коливання шнека, тому в цьому ж розділі представлено уточнену математичну модель вказаних коливань [42, 73]. Вона враховує вплив поперечних коливань на крутильні за допомогою розподіленої

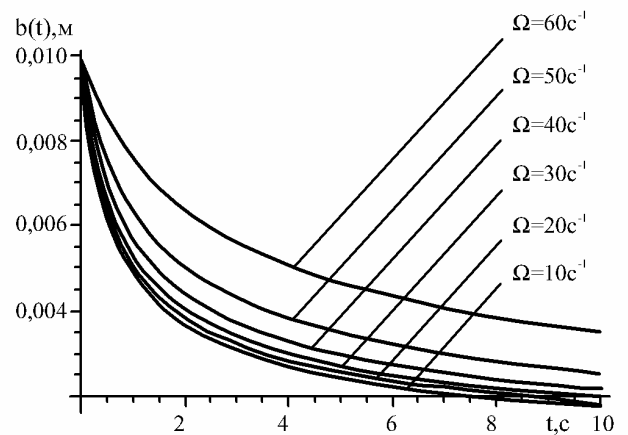


Рис. 3. Залежності зміни амплітуди поперечних коливань шнека за різних значень кутової швидкості його обертання

вздовж ГРО коріолісової сили інерції. В такому разі диференціальне рівняння крутильних коливань набуває вигляду

$$\theta_{tt} - \frac{GJ_0}{I_0} \theta_{xx} = \mu Q(x, t, \theta, \theta_t, \theta_x) - \frac{2b^2 m(x)}{I} \Omega \omega \sin^2 \frac{vx}{l} \sin 2\omega t, \quad (10)$$

де  $\theta(x, t)$  – кут закручення ГРО;  $I_0$  – погонний момент інерції ГРО відносно недеформованої осі;  $G$  – модуль зсуву;  $J_0$  – екваторіальний момент поперечного перерізу;  $Q(x, t, \theta, \theta_t, \theta_x)$  – розподіл моменту зовнішніх сил відносно недеформованої осі.

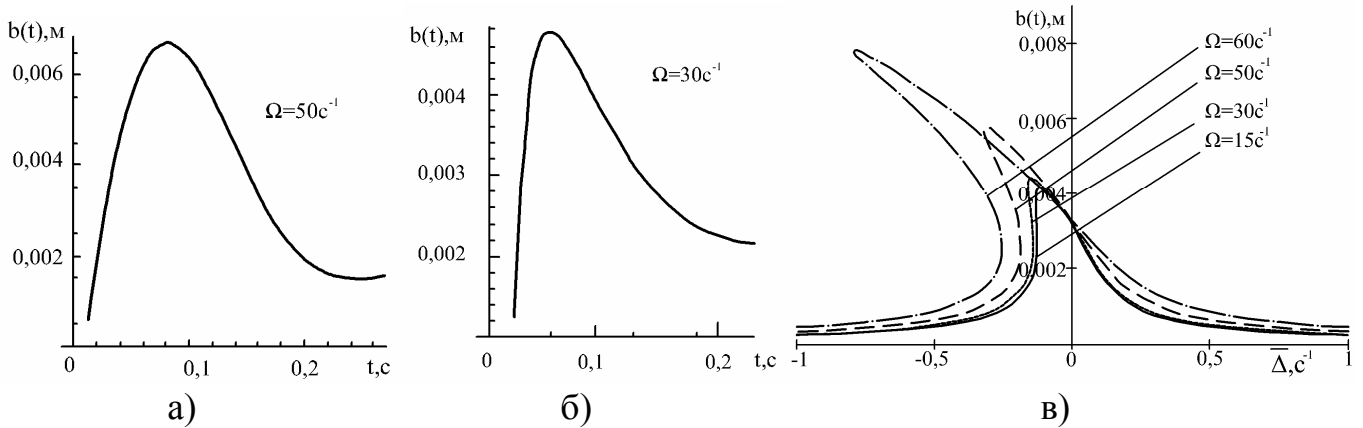


Рис. 4. Зміна резонансної амплітуди при швидкому переході резонансної зони (а і б) та резонансні криві (в) за різних кутових швидкостей обертання шнека

Розглянуто різні випадки дії зовнішнього періодичного збурення, найбільш цікавим та важливим із яких є випадок імпульсної сили, що періодично повторюється. Для нього зокрема, використовуючи метод Бубнова – Гальоркіна вихідну задачу вдалось звести до простішої – інтегрування звичайного квазілінійного рівняння

$$\ddot{T} + \left(\frac{q}{p}\nu\right)^2 T = \mu \left( F(T, \dot{T}, \nu t) - \Delta T + \sum_{j=1}^n F_j(T, \dot{T}, \nu t) \cdot \sum_{i=1}^m \delta(t - (t_i + j\tau)) \right), \quad \omega_\theta^2 = ((q/p)\nu)^2 + \mu\Delta, \quad (11)$$

де  $\Delta$  – розбалансування частот власних та вимушених коливань;  $t_i + j\tau$  – моменти дії імпульсного збурення;  $\tau$  – період повторення імпульсного збурення;  $F(T, \dot{T}, \nu t)$  та  $F_j(T, \dot{T}, \nu t)$  – функції, що виражаються через праву частину рівняння (10).

Амплітудно-частотну характеристику крутильних коливань шнека у випадку  $p=1$  описано залежністю

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

$$\dot{\varphi} = \frac{\omega_\theta^2 - \left(\frac{q\nu}{2}\right)^2}{\omega_\theta} - \mu \left( \frac{4\lambda + 3\gamma a^2}{4\pi q} + \frac{\lambda + \gamma a^2}{2\pi q} \left( \cos 2\varphi + \cos \left( 2\varphi + q \frac{\pi}{2} \right) \right) + \frac{\gamma a^2}{8\pi q} (1 + (-1)^q) \cos 4\theta \right). \quad (12)$$

У (12)  $\beta$  виражається через коефіцієнт сили опору, що пропорційна відносній швидкості крутильних коливань, а максимальні значення імпульсної сили апроксимуються співвідношенням  $\lambda\theta(x, t) + \gamma\theta^3(x, t)$ .

На рис. 5 наведено амплітуди крутильних коливань ГРО при переході через резонанс за різних значень параметра  $\omega_\theta = \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}}$  при  $l=10\text{ м}$ ;  $G=80\text{ ГПа}$ ;  $I_0=3,4675\text{ кгм}$ .

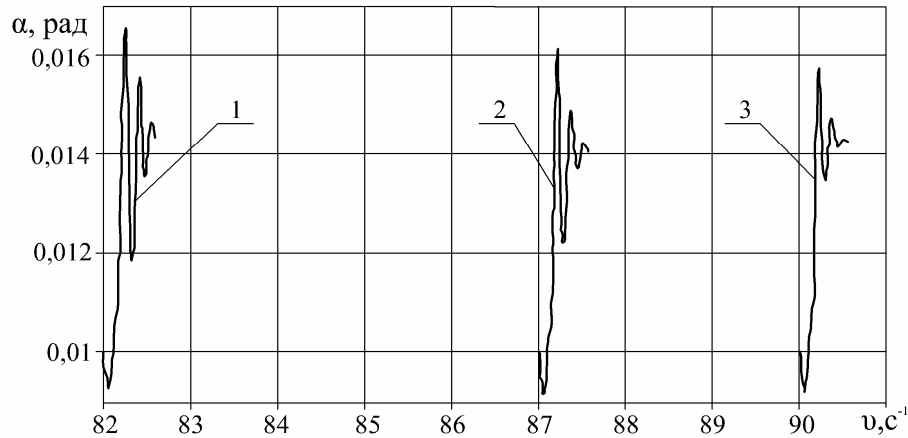


Рис. 5. Амплітуди резонансних крутильних коливань ГРО за різних значень параметра  $\omega_\theta$  при: 1 –  $J_0 = 0,10248 \times 10^{-4} \text{ м}^4$ ; 2 –  $J_0 = 0,1147 \times 10^{-4} \text{ м}^4$ ; 3 –  $J_0 = 0,1215 \times 10^{-4} \text{ м}^4$

Отримані аналітичні залежності (5) – (9) є базовими не лише для опису динамічного процесу шнека, але й для розв’язання не менш важливих задач – оцінювання впливу кінематичних та фізико-механічних параметрів на динамічну стійкість та динамічні напруження. Ці питання є також предметом розгляду третього розділу. Аналізуючи їх, встановлено, що резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у понад два рази перевищують резонансні напруження “статичного шнека” (який не обертається). Останнє слід враховувати при виборі динамічного коефіцієнта запасу міцності.

Для встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині у ГТТМ розглянуто рух виділеного елемента вантажу в координатах хуз (рис. 6) [33]. Розглянуто режим роботи ГРО, в якому вантаж переміщається по гвинтовій траєкторії. Із умови контакту виділеного елемента вантажу А з гвинтовою поверхнею

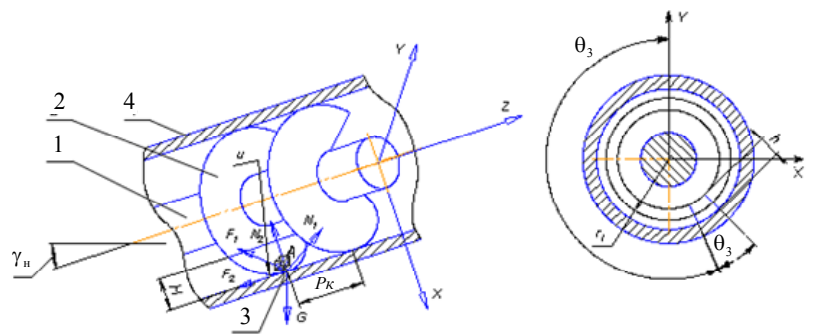


Рис. 6. Розрахункова схема переміщення частинки вантажу по нахиленому ГТТМ: 1 – приводний вал; 2 – шнек; 3 – частинка вантажу; 4 – труба (жолоб)

А з гвинтовою поверхнею шнека її розміщення визначається радіальним  $u_1$  і кутовим  $\theta_3$  параметрами, а координати в параметричному вигляді – залежностями

$$\begin{cases} x_A = u_1 \cdot \cos \theta_3; \\ y_A = u_1 \cdot \sin \theta_3; \\ z_A = p_k \cdot (\theta_3 - \omega_1 t) / (2 \cdot \pi), \end{cases} \quad (13)$$

де  $x_A, y_A, z_A$  – координати виділеного елемента вантажу, м;  $u_1$  – радіальний параметр виділеного елемента, м;  $\theta_3$  – кутовий параметр виділеного елемента, рад.;  $p_k$  – крок ГРО, м;  $\omega_1$  – кутова швидкість обертання ГРО, рад/с.

Рівняння руху виділеного елемента вантажу виведено на основі рівняння рівноваги прикладених до неї сил

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m\ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m\ddot{y} - G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m\ddot{z} - G_z = 0, \end{cases} \quad (14)$$

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

Осьова сила на ГРО і крутильний момент в загальному вигляді визначаються так:

$$P_z = \int_0^{\theta_3} N_{1z} d\theta_3 + \int_0^{\theta_3} F_{2z} d\theta_3; \quad T = \int_0^{\theta_3} (F_{1y} + F_{2y}) \cdot r_i d\theta_3, \quad (15)$$

де  $r_i$  – радіус інерції потоку, м.

На рис. 7 зображено залежності величини крутильного моменту на ГРО при  $\frac{d^2\theta_3}{dt^2} = 0$ ,  $\frac{d\theta_3}{dt} = \omega_1 = const$ , що побудовані на основі (15). Відповідно, зростання кутового параметра  $\theta_3$  та кроку  $p_k$  призводить до зростання величини крутильного моменту  $T$  на шнеку.

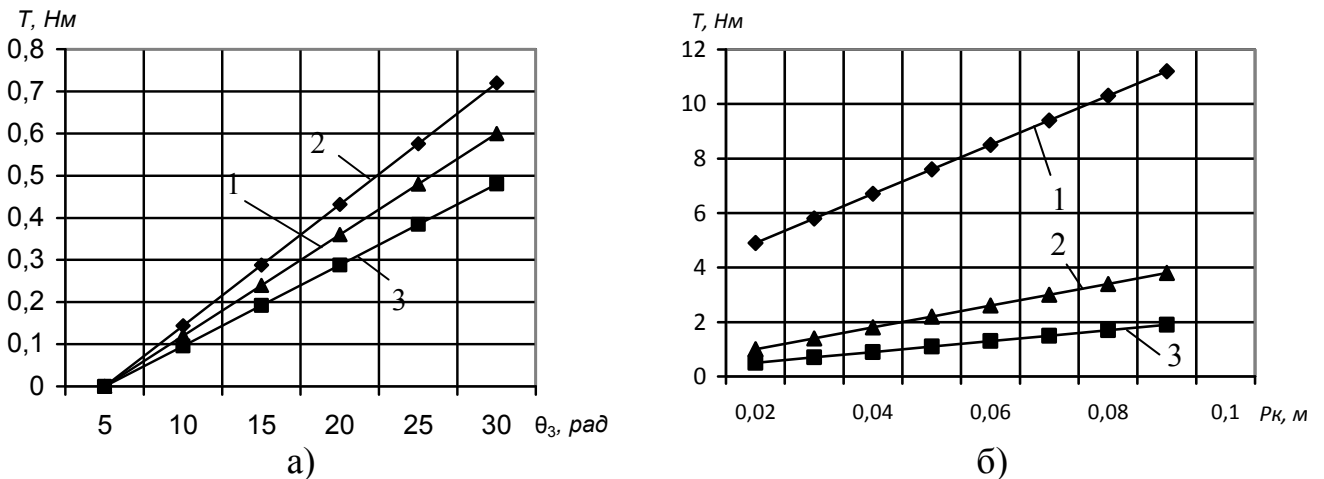


Рис. 7. Залежності величини крутильного моменту від: а) кутового параметра (1 –  $h = 0,02$  м; 2 –  $h = 0,025$  м; 3 –  $h = 0,03$  м); б) кроку (1 –  $D = 0,07$  м; 2 –  $D = 0,09$  м; 3 –  $D = 0,140$  м)

У розділі також описано дослідження динамічних навантажень елементів гвинтових сепараторів [15] (рис. 8), які з певним припущенням зручно звести до динамічної трьохмасової схеми (рис. 9), де  $J_1, J_2, J_3$  – відповідно моменти інерції зведеної маси привода та нерухомої й рухомої в осьовому напрямку частин шнека;  $c_{12}, c_{23}$  – відповідно жорсткості ланок, які визначаються елементами зв'язку між приводом та шнеком і його нерухомої та рухомої частин;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – кути, що



визначають положення обертових мас. На першу масу діє рушійний обертальний момент від двигуна, який можна записати, залежно від поточної кутової швидкості  $\omega_1 = d\varphi_1 / dt$ , у спрощеному вигляді статичної характеристики [11]

$$T_1 = T_0 \cdot (1 - (\omega_1 / \omega_0)), \quad (16)$$

де  $T_0$  – обертальний момент при зупиненому роторі;  $\omega_0$  – максимальна швидкість обертання двигуна без навантаження.

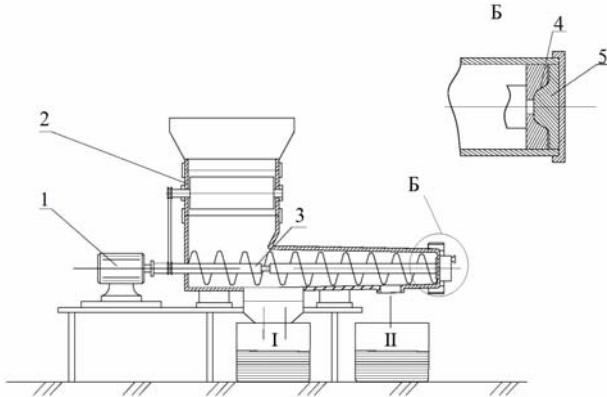


Рис. 8. Конструктивно-компонувальна схема гвинтового сепаратора: 1 – привод; 2 – бункер; 3 – спіраль; 4, 5 – кулачки

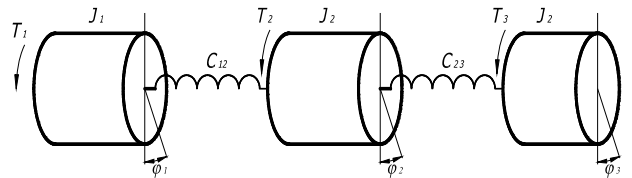


Рис. 9. Трьохмасова модель із зосередженими масами й навантаженнями

За розглядом характеру дії сил на поверхні косої шайби визначено відповідний момент опору

$$T_{KШ} = R_K (\omega_1 t R_K C_{Ш} \operatorname{tg} \gamma_K + n_3 R_{Ш} F_X \operatorname{tg} \gamma_K) (\sin \gamma_K + \mu_K \cos \gamma_K), \quad (17)$$

де  $\gamma_K$  – кут підйому косої шайби;  $R_K$  – радіус косої шайби;  $C_{Ш}$  – пружність шнека в місці розрізу вала в осьовому напрямку;  $\mu_K$  – коефіцієнт тертя на поверхні косої шайби;  $R_{Ш}$  – радіус шнека, до якого прикладена рівнодійна сили опору матеріалу;  $F_X$  – постійна сила опору, що діє на один виток шнека з боку матеріалу у напрямку його переміщення й залежать від коефіцієнта тертя матеріалу об шнек та об корпус;  $n_2$  і  $n_3$  – кількість витків шнека у ведучій та веденій частинах.

Кут повороту шнека на один виступ косої шайби дорівнює  $2\pi/n_6$ .

Зведення мас до обертових, з урахуванням приєднаної маси матеріалу, здійснено з врахуванням їх кінетичної енергії. Вона має такий вигляд:

$$\begin{aligned} J_2 &= n_2 (J_{Ш} + m_{Ш} R_{Ш}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha); \\ J_3 &= n_3 (J_{Ш} + m_{Ш} R_{Ш}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha), \end{aligned} \quad (18)$$

де  $J_{Ш}$  – момент інерції витка шнека;  $m_{Ш}$  – маса матеріалу, приєднаного до витка шнека;  $\alpha$  – кут підйому витка шнека.

На етапі розчеплення кулачків між ними зникає момент тертя. Внаслідок вільного руху в осьовому напрямку веденого шнека до моменту зчеплення кулачків значно змінюється зведений кут контакту шнека з матеріалом. У цьому випадку величину обертального моменту  $T_3$  можна визначати за формулою

$$T_3 = n_3 R_{Ш} \left( F_X \operatorname{tg} \left( \alpha + \frac{dx}{dt \omega R_{Ш}} \right) + F_\varphi \right). \quad (19)$$

При розв'язуванні системи диференціальних рівнянь із відповідними початковими умовами було застосовано метод числового інтегрування Рунге-Кутта. В результаті отримано величини кутів та відповідних швидкостей, на основі яких визначено динамічні моменти. На рис. 10 наведено приклад обчислення динамічних навантажень, що виникають у приводі та пружних ланках механізму сепаратора при періодичному вимушеному осьовому переміщенні шнека.

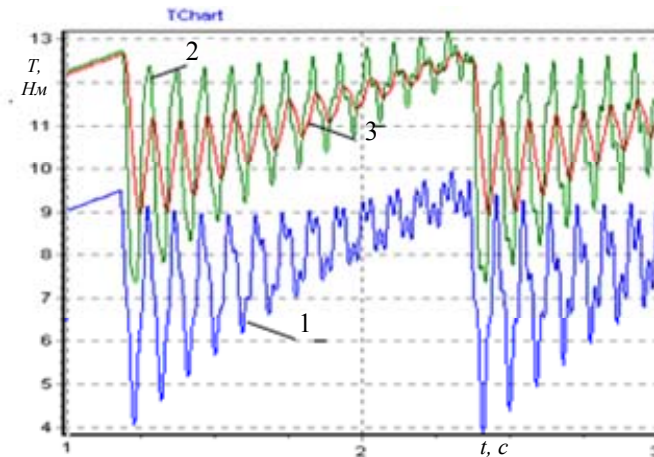


Рис. 10. Динамічні моменти, що виникають у приводі та пружних елементах гвинтового сепаратора: 1 – у шнеку; 2 – у приводі; 3 – обертальний момент двигуна

У практиці транспортування й переробки вантажів за допомогою ГТТМ часто спостерігаються випадки його пуску в завантаженому стані, наприклад, у змішувачах, дозаторах або транспортерах зерна, піску тощо. При розгляді цього процесу описано дискретну математичну модель ГТТМ, що складається із двох зведених мас, які моделюють масові характеристики привода та шнека [4].

Для аналізу залежності максимального динамічного моменту від параметрів системи проведено чисельні дослідження у діапазоні їх реальних значень аналітичним методом і розв'язок перевірено чисельним методом із використанням програмного забезпечення MathCad 2001 (рис. 11). Прийнято такі середні значення параметрів:  $c = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\beta = 10 \text{ Нс/м}$ ;  $J_1 = 3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_2 = 5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $T_0 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $T_2 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Аналіз показує, що сумарна амплітуда динамічного моменту в понад два рази перевищує статичний момент опору. Для зменшення динамічних навантажень необхідно зменшити жорсткість системи та пусковий момент двигуна. Збільшення ведучої маси та зменшення веденої також позитивно впливають на зменшення динамічних навантажень. Наявність в'язкого тертя в системі зменшує амплітуду динамічного навантаження за рахунок розсіювання енергії.

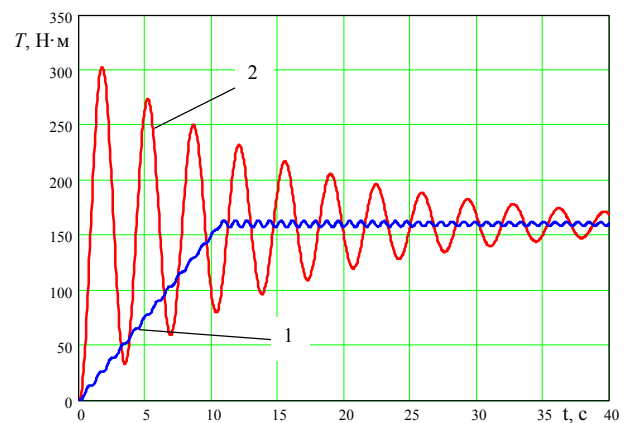


Рис. 11. Величина зміни динамічного крутильного моменту системи в часі: 1, 2 – відповідно при поступовому та різкому навантаженні шнека

Для підвищення якості змішування сипких матеріалів і зменшення габаритів змішувачів часто застосовують конструкції, які забезпечують складний рух матеріалів, що змішуються. Для здійснення цього процесу розроблено гвинтовий конічний змішувач (рис. 12), а переміщення вантажу розглянуто як сукупність чотирьох рухів чотирьох ланок системи, що зображена на рис. 13 [38].

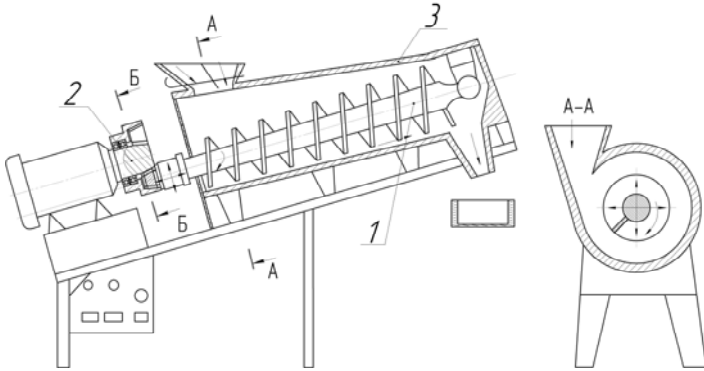


Рис. 12. Конструкція гвинтового конічного змішувача: 1 – ГРО; 2 – планетарна передача; 3 – кожух

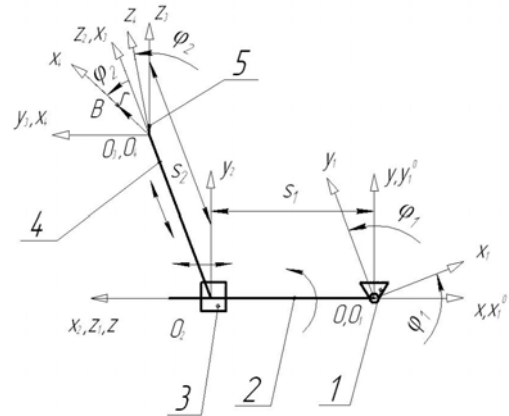


Рис. 13. Принципова схема для визначення траєкторії вантажу в ГЗ: 1 – основа; 2–5 – ланки механізму

Для даної системи характерні такі рухи: обертання ланки 2 відносно основи 1, вертикальний прямолінійний рух ланки 3 по ланці 2, горизонтальний прямолінійний рух ланки 4 через ланку 3, обертовий рух ланки 5 відносно ланки 4. Введено такі системи координат:  $Oxyz$  – пов'язана з основою,  $O_1x_1y_1z_1$  – пов'язана з ланкою 2. У початковому положенні система координат  $O_1x_1y_1z_1$  збігається з  $Oxyz$  ( $Ox_1^0y_1^0z_1^0$ ). На ланці 3 введено систему координат  $O_2x_2y_2z_2$ , на ланці 4 – систему координат  $O_3x_3y_3z_3$ , а на ланці 5 – систему координат  $O_4x_4y_4z_4$ . Введено такі змінні координати:  $\varphi_1$  – кут повороту ланки 2,  $S_1 = O_1O_2$  – переміщення ланки 3,  $S_2 = O_2O_3$  – переміщення ланки 4,  $\varphi_2$  – кут повороту ланки 5. Координати точки  $B$  у системі координат  $O_4x_4y_4z_4$  описано чотирикоординатним вектором

$$\vec{r} = (x_{B4}; y_{B4}; z_{B4}; 1)^T. \quad (20)$$

Для визначення координати точки  $B$  у системі координат  $Oxyz$  слід скористатися залежністю

$$\vec{r}_B = \vec{C} \cdot \vec{r}, \quad (21)$$

де  $\vec{C}$  – результуюча матриця переходу  $4 \times 4$ , ( $\vec{C} = \vec{D}_1 \cdot \vec{D}_2 \cdot \vec{D}_3 \cdot \vec{D}_4$ ), а  $\vec{D}_1, \vec{D}_2, \vec{D}_3, \vec{D}_4$  – матриці переходу між сусідніми системами координат.

Рівняння траєкторії руху вантажу можна записати у параметричній формі:

$$\vec{r}_B = \begin{bmatrix} (-\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) - \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)) \cdot r - \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_2 \cdot p_k \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot t / 2\pi \\ (-\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) + \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t)) \cdot r + \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_2 \cdot p_k \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot t / 2\pi \\ \omega_2 \cdot p_k \cdot t / 2\pi \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (22)$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – частота обертання ланок 2 та 5;  $t$  – час;  $p_k, \alpha_1$  – крок та кут ексцентриситету ГРО.

Провівши диференціювання рівнянь (22) визначено швидкість і прискорення змішаного вантажу та побудовано траєкторію його переміщення, що зображено на рис. 14. Параметр  $t$  визначено на проміжку  $0 \leq t \leq 2\pi L / \omega_2 p$ , де  $L$  – довжина ГРО.

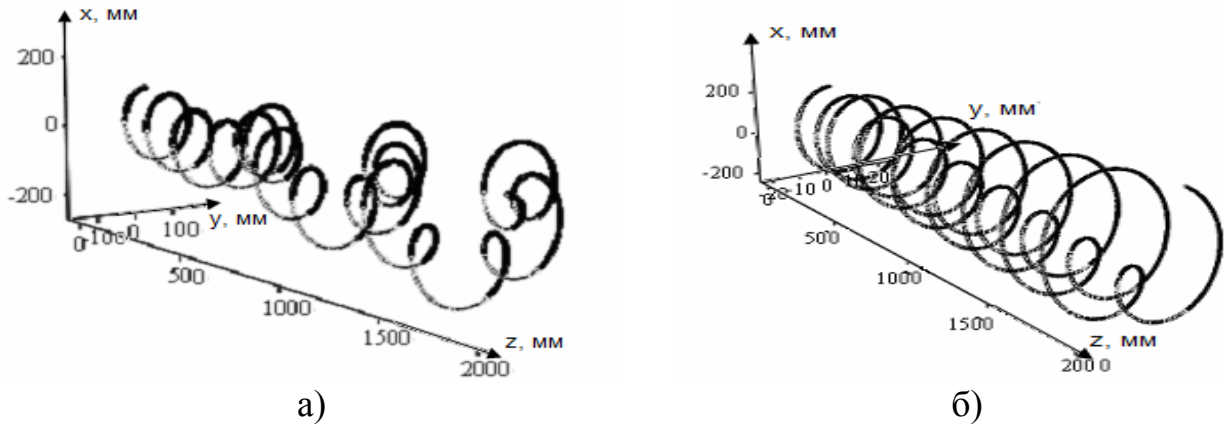


Рис. 14. Траєкторія руху вантажу у змішувачі: а)  $\omega_1 < \omega_2$ ; б)  $\omega_1 = \omega_2$

У четвертому розділі дисертаційної роботи наведено результати теоретичних досліджень ЗМ ГТТМ імпульсного типу, комбінованих фрикційних і запобіжно-компенсуючих.

З метою забезпечення надійності роботи ГТТМ проведено дослідження їх приводів з фрикційно-кульковою ЗМ [11] (рис. 15) та ЗМ із коливним диском [19, 48] (рис. 16), динамічні моделі приводів з якими зображено на рис. 17 і 18.

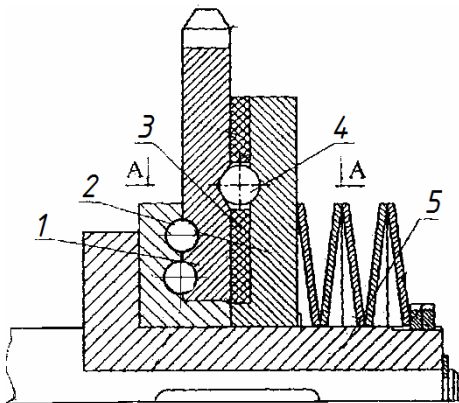


Рис. 15. Фрикційно-кулькова ЗМ:  
1, 2 – ведена й ведуча півмуфти;  
3 – фрикційні диски; 4 – кульки; 5 – пружини

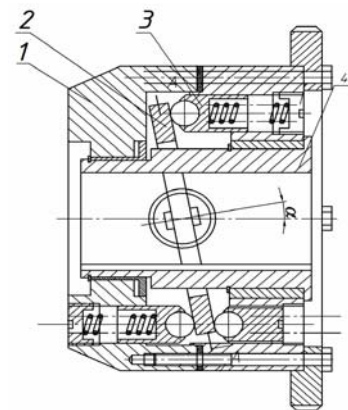


Рис. 16. ЗМ із коливним диском:  
1, 4 – ведена й ведуча півмуфти;  
2 - коливний диск; 3 – кульки

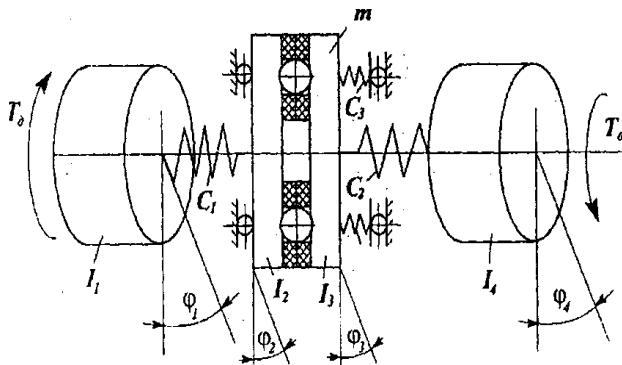


Рис. 17. Динамічна модель привода з фрикційно-кульковою ЗМ

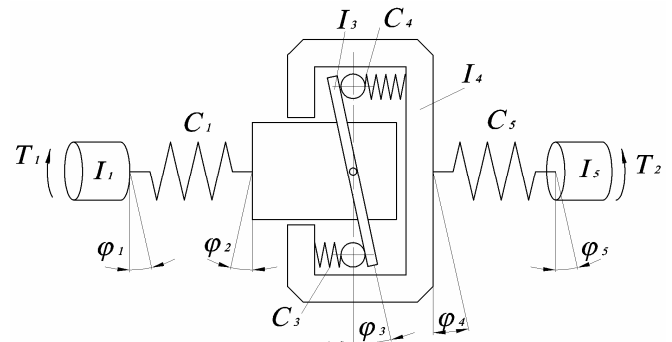


Рис. 18. Динамічна модель привода з ЗМ із коливним диском

Динамічні навантаження, що виникають при спрацюванні даних ЗМ, описано системами рівнянь (23) і (24).

Система рівнянь для розрахунку динамічних навантажень привода із фрикційно-кульковою ЗМ

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = T_0 - C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - F \cdot r - 0,5 \cdot \pi \cdot Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp} \cdot [q] \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = F \cdot r - 0,5 \cdot \pi \cdot Z_2 \cdot f \cdot b_1 \cdot D_{cp} \cdot [q] - C_2 \cdot (\varphi_3 - \varphi_4), \\ I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = C_2 \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) - T_0 \end{cases} \quad (23)$$

де  $I_1, I_2, I_3, I_4$  – моменти інерції відповідних мас привода і ГРО;  $T_0, T_0$  – моменти, створені двигуном та опором (шнеком із матеріалом);  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – кути закручування елементів системи;  $C_1, C_2$  – жорсткості системи згідно динамічною моделлю;  $f$  – коефіцієнт тертя на фрикційних дисках;  $b_1, D_{cp}, [q]$  – відповідно робоча ширина дисків, їх середній діаметр і допустимий тиск на поверхнях;  $Z_2$  – кількість пар поверхонь тертя фрикційних дисків;  $F$  – колова сила в зоні контакту кульок.

Навантаження на кожен із півмуфт ЗМ із коливним диском, що відбувається як з боку привода, так і з боку елементів ГТТМ, можна представити системою рівнянь

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 = \frac{T_1 - C_1(\varphi_1 - \varphi_2)}{I_1} - \frac{C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5)}{(I_2 + I_3 + I_4)}, \\ \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_5 = \frac{C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5)}{(I_2 + I_3 + I_4)} - \frac{C_5(\varphi_2 - \varphi_5) - T_2}{I_5}, \end{cases} \quad (24)$$

де  $I_1, I_2, I_3, I_4, I_5$  – моменти інерції;  $T_1$  і  $T_2$  – обертові моменти на вході й виході з муфти;  $C_1, C_3, C_4, C_5$  – жорсткість відповідних елементів системи;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$  – кути закручування відповідних пружних елементів.

Навантаження на ведену півмуфту становитиме

$$T_{вед} = I_4 \cdot \left( \frac{C_1 \cdot \theta_4}{(I_2 + I_3 + I_4)} - \frac{T_2}{I_5} \right) \cdot \left( [T_1 - C_1 \cdot \theta_4] \cdot (I_2 + I_3 + I_4) \cdot \left( \frac{1}{I_4} - \frac{1}{C_1 \cdot I_1 + I_2} \right) - C_1 \cdot \theta_4 \right). \quad (25)$$

Згідно розрахункової схеми умова рівноваги для пар контакту є

$$(m_k + m_d) \ddot{x} + C(x + x_0) = F - F_g - k\dot{x}, \quad (26)$$

де  $m_k$  – маса кульки;  $m_d$  – маса коливного диска;  $C$  – жорсткість пружини;  $x_0$  – попередня деформація пружини;  $F$  – сила, що зумовлює порушення умови рівноваги;  $F_g$  – відцентрова сила, що діє на кульку;  $k$  – коефіцієнт тертя в парі контакту.

Швидкість зміни положення коливного диска становить

$$\dot{x} = \left[ \gamma_d (A \cos \gamma_d t - B \sin \gamma_d t) - \frac{k}{2(m_k + m_d)} \cdot (A \sin \gamma_d t + B \cos \gamma_d t) \right] e^{-\frac{kt}{2(m_k + m_d)}}, \quad (27)$$

де  $A, B$  – сталі інтегрування.

Величину зміни деформації елементів системи привода оснащеного фрикційно-кульковою ЗМ у часі, зображено на рис. 19, а величину зміщення коливного диска від параметрів ЗМ з коливним диском – на рис. 20.

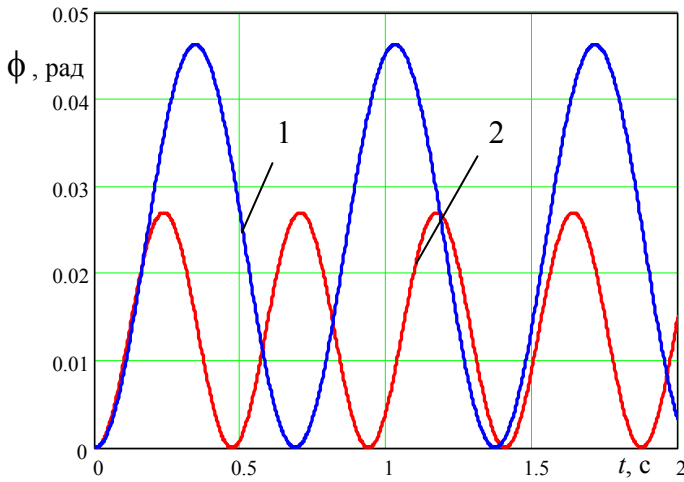


Рис. 19. Величина зміни деформації елементів системи в часі:

1 – вала між двигуном і ведучою півмуфтою ( $\varphi_1 - \varphi_2$ ); 2 – вала між ГРО і веденою півмуфтою ( $\varphi_3 - \varphi_4$ )

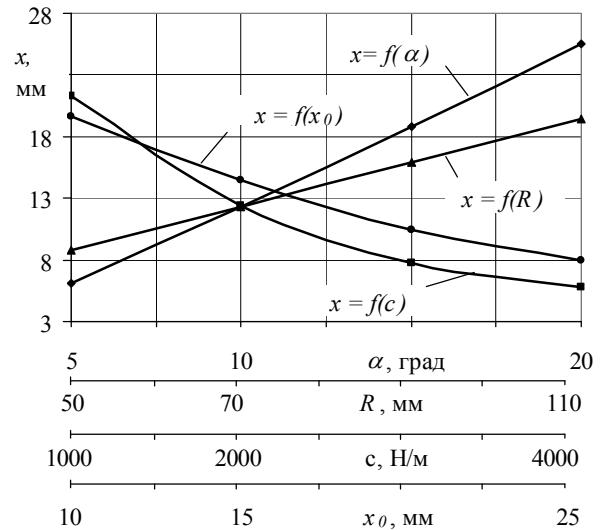


Рис. 20. Графічні залежності величини зміщення коливного диска  $x$  від кута нахилу, жорсткості пружин, радіуса розміщення пар контакту та попереднього підтиску пружин

Також у розділі проведено розрахунок силових і конструктивних параметрів ЗМ підвищеної чутливості [18, 47], роликової запобіжно-компенсуючої муфти [18], конусних ЗМ [21], обґрунтовано параметри сигнально-запобіжної муфти [13], кулькових самовимикаючих та низькочастотних ЗМ [3, 35, 51, 52]. Низькочастотні ЗМ імпульсного типу ефективно використовуються у приводах гвинтових сепараторів у якості вібраційно-запобіжних муфт, для створення збурення робочого середовища. Їхні характеристики визначаються коефіцієнтом частоти спрацювання [3]

$$K_{\text{чс}} = 2\pi / \gamma_n, \quad (28)$$

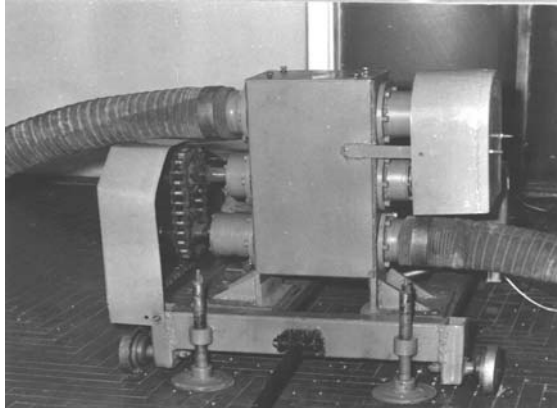
де  $\gamma_n$  – кут повороту ведучої півмуфти від початку розчеплення елементів зачеплення до їх наступного змикання.

У п'ятому розділі дисертаційної роботи розроблено програму й методики проведення експериментальних досліджень ГТТМ та їх елементів, а також конструкції стендового обладнання з автоматизованим електроприводом. Розроблено методики проведення експериментальних досліджень продуктивності гвинтових конвеєрів (ГК), якості змішування ГЗ, крутильної жорсткості гофрованих ГРО, величини передавання максимального обертового моменту ЗМ.

Для проведення експериментальних досліджень було спроектовано й виготовлено низку експериментальних установок і стендів [1, 9, 10, 13, 21, 31, 34, 39, 55, 59, 71, 72], у більшості конструкцій яких використовувався автоматизований електропривод, що містить трифазний асинхронний електродвигун, який керується перетворювачем частоти (ALFINAR-71) з персонального комп'ютера за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 [71]. За допомогою даної програми і перетворювача частоти регулюється швидкість обертання вала електропривода від 0 до 1440 об/хв. й отримуються дані в персональному комп'ютері про витрати енергії та величини обертових моментів на валу електропривода залежно від навантаження в установлені терміни часу.



Розроблено й використано стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування та якості змішування матеріалів гнучкими ГК з секційними, гофрованими та спіральними ГРО [1] (рис. 21); якості змішування сумішей ГЗ із пересипанням [31, 57, 72] (рис. 22) зі стрічковими ГРО; визначення деформаційно-силових характеристик секційних гнучких ГРО [23, 55] (рис. 23).

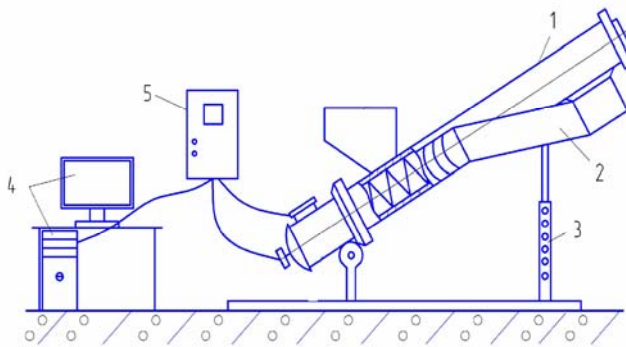


а)



б)

Рис. 21. Стенди для дослідження характеристик ГК: а) із завантажувальною й вивантажувальною магістралями; б) із вивантажувальною магістраллю



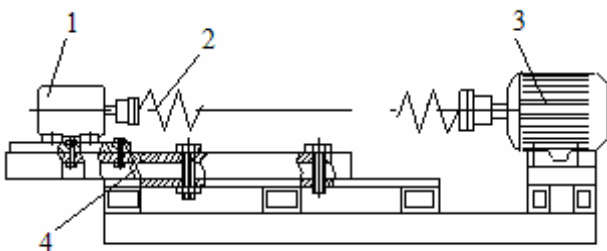
а)



б)

Рис. 22. Гвинтовий змішувач з пересипанням:

а) схема: 1 – гвинтовий змішувач; 2 – пересипний патрубок; 3 – регульована опора; 4 – персональний комп'ютер; 5 – перетворювач частоти; б) загальний вигляд



а)



б)

Рис. 23. Стенд для дослідження деформаційно-силових характеристик ГРО: а) схема: 1 – генератор; 2 – робочий орган; 3 – двигун; б) загальний вигляд

Для дослідження ЗМ приводів ГТТМ [1, 21, 34, 59, 71] розроблено стенди (рис. 24 і рис. 25), з допомогою яких у широких діапазонах частоти обертання, при

плавному та різкому пуску, зміні частоти обертання й реверсуванні в процесі досліджень в автоматизованому режимі виконано необхідні експерименти згідно з розробленою програмою та методикою проведення досліджень.

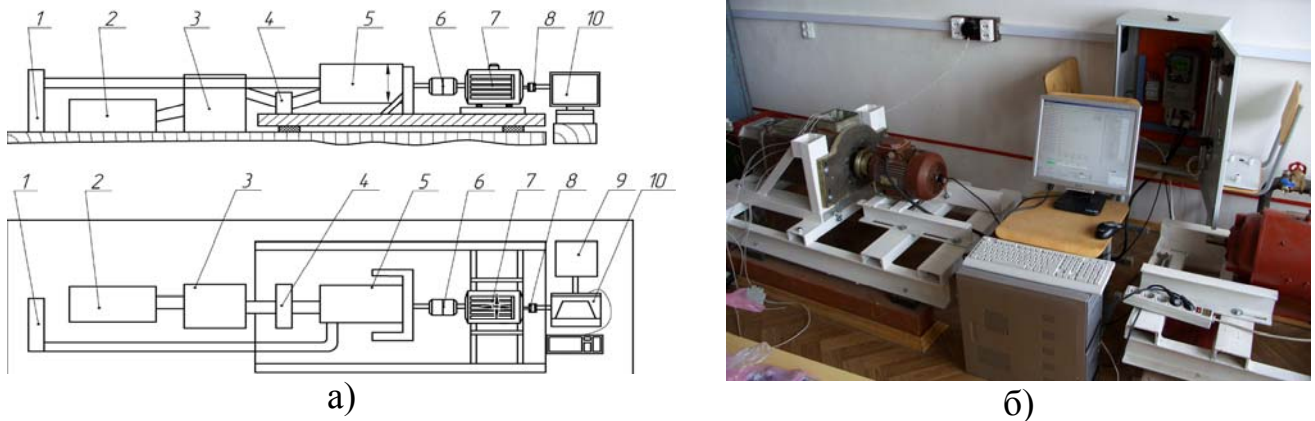


Рис. 24. Стенд для дослідження запобіжних муфт: а) схема: 1 – спіраль опору; 2 – стабілізатор напруги; 3 – латр; 4 – діодний міст; 5 – генератор; 6 – досліджуваний об'єкт; 7 – електродвигун; 8 – давач частоти обертання; 9 – перетворювач частоти; 10 – персональний комп'ютер; б) загальний вигляд

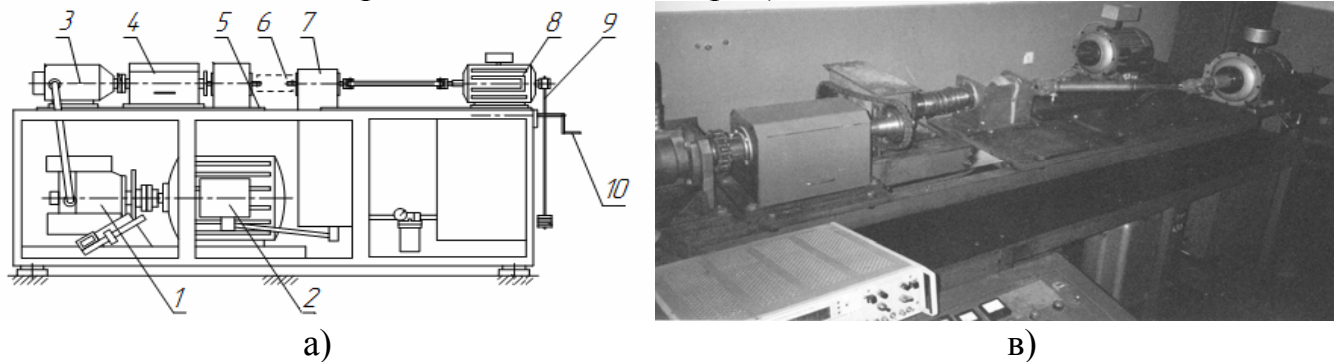


Рис. 25. Універсальний стенд для дослідження ЗМ: а) схема стенда: 1 – гідронасос; 2 – електродвигун; 3 – гідродвигун; 4, 7 – перетворювачі обертового моменту; 5 – редуктор; 6 – досліджувана муфта; 8 – порошкове гальмо; 9 – тарувальний важіль; 10 – гвинт зміщення плити; б) проведення статичних досліджень; в) загальний вигляд

У шостому розділі роботи викладено результати проведення експериментів ГТТМ і їх елементів, в тому числі в результаті реалізації математичного планування експерименту за планом ПФЕ 3<sup>3</sup>, що дозволило побудувати наступні рівняння регресії:

- продуктивності жорсткого ГК із гофрованим ГРО під час транспортування піску (29), ячменю (30) й технічної солі (31)

$$Q_{(D_k, \gamma_n, n)} = 5,21 - 180,52D_k + 3,78 \cdot 10^{-2} \gamma_n - 1,34 \cdot 10^{-2} n - 0,49D_k \gamma_n + 0,35D_k n - 5,23 \cdot 10^{-5} \gamma_n n + 1348,8D_k^2 \quad ; \quad (29)$$

$$Q_{(D_k, \gamma_n, n)} = 3,387 - 117,52D_k + 2,49 \cdot 10^{-2} \gamma_n - 8,92 \cdot 10^{-3} n - 0,328D_k \gamma_n + 0,234D_k n - 3,4 \cdot 10^{-5} \gamma_n n + 880D_k^2 \quad ; \quad (30)$$

$$Q_{(D_k, \gamma_n, n)} = 2,812 - 97,2D_k + 2 \cdot 10^{-2} \gamma_n - 7,19 \cdot 10^{-3} n - 0,26D_k \gamma_n + 0,19D_k n - 2,83 \cdot 10^{-5} \gamma_n n + 724,8D_k^2 \quad , \quad (31)$$

де  $D_k$  - внутрішній діаметр кожуха;  $\gamma_n$  - кут нахилу ГК;  $n$  - частота обертання ГРО;



- неоднорідності суміші при змішуванні зерна вики та зерна вівса у співвідношенні 20% до 80% жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем

$$V_{c(K_3, n, S)} = 6,376 + 16,69 \cdot K_3 + 8,49 \cdot 10^{-3} n - 1,8 \cdot 10^{-2} S + 2,79 \cdot 10^{-2} K_3 n - 7,4 \cdot 10^{-2} K_3 S + 8,68 \cdot 10^{-5} n S - 14,3 K_3^2 - 1,97 \cdot 10^{-5} n^2 + 2,4 \cdot 10^{-4} S^2, \quad (32)$$

де  $K_3$  - коефіцієнт завантаження;  $S$  - величина зазору між валом і витком;

- неоднорідності суміші при змішуванні зерна вики та зерна вівса у співвідношенні 20% до 80% гвинтовим змішувачем з пересипанням

$$V_{c(K_3, n, t)} = 9,11 + 12,15 \cdot K_3 - 1,2 \cdot 10^{-2} n - 4,725 \cdot 10^{-2} t - 8,8 \cdot 10^{-3} K_3 n - 1,25 \cdot 10^{-2} K_3 t + 1,32 \cdot 10^{-4} n t - 7,0 K_3^2 + 1,6 \cdot 10^{-5} n^2 + 1,9 \cdot 10^{-4} t^2, \quad (33)$$

де  $t$  - час виконання процесу;

- крутильної жорсткості гофрованих гнучких ГРО

$$C_{k(H, B, D)} = -460,3 - 2421,6H - 58,33B + 53,86 \cdot D + 85,5HB - 21,375HD - 0,656BD + 994,32H^2, \quad (34)$$

де  $H, B, D$  - товщина й ширина поперечного перерізу спіралі та її середній діаметр;

- величини передавання максимального обертового моменту конусної ЗМ:

$$T_{k(n, \alpha, P)} = 40,41 + 3,57 \cdot 10^{-2} n + 1,76 \alpha_H + 0,43P - 5,05 \cdot 10^{-4} n \alpha_H + 1,1 \cdot 10^{-4} nP - 6,27 \cdot 10^{-3} \alpha_H P - 2,34 \cdot 10^{-5} n^2 + 1,87 \cdot 10^{-2} \alpha_H^{-2}, \quad (35)$$

де  $\alpha_H$  - кут нахилу лунок;  $P$  - сила підтиску пружини.

Для гнучких ГК встановлено, що вища продуктивність (рис. 26) досягається за використання гофрованого ГРО (до 10,38 т/год. при переміщенні піску з діаметром кожуха  $D_k = 0,1$  м та частоті обертання  $n = 454,4$  об/хв.) у порівнянні з секційним. Величина обертового моменту є меншою для ГК із гофрованими ГРО у порівнянні з секційними (від 17,2 Н·м), також меншою при зростанні радіуса кривини магістралі (рис. 27) й збільшенні швидкості обертання ГРО. Тому при конструюванні гнучких ГК доцільно закладати швидкість обертання більшою 400 об/хв.

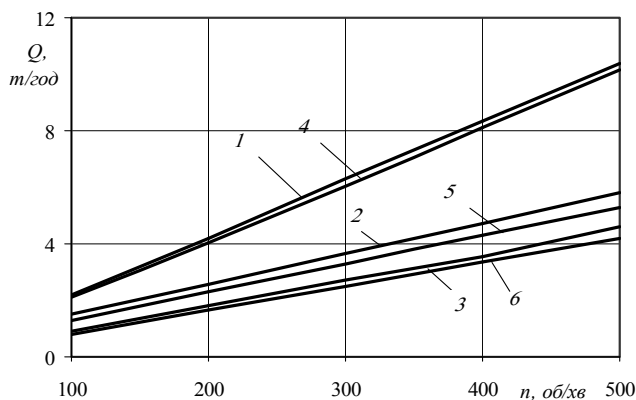


Рис. 26. Вплив на продуктивність гнучкого ГК частоти обертання при  $D_k = 0,1$  м для: 1, 4 – піску (гофрований і секційний ГРО); 2, 5 – ячменю (гофрований і секційний ГРО); 3, 6 – технічної солі (гофрований і секційний ГРО)

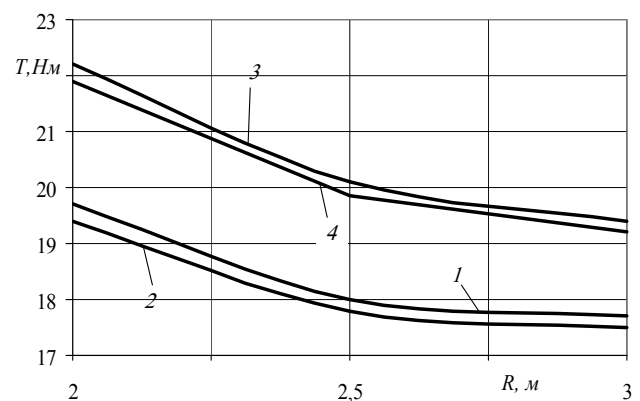


Рис. 27. Вплив на величину обертового моменту гнучкого ГК радіуса кривини магістралі при  $D_k = 0,1$  м та  $n = 454,4$  об/хв. для: 1, 3 – піску (гофрований і секційний ГРО); 2, 4 – технічної солі (гофрований і секційний ГРО)

Для жорсткого гвинтового транспортера-змішувача зі стрічковими ГРО встановлено, що найнижча неоднорідність суміші  $V_c = 10,5\%$  досягається при коефіцієнті завантаження  $K_{зк} = 0,3$  (частота обертання  $n = 56,8$  об/хв., величина зазору між валом і витком  $S = 16$  мм) і зростає при збільшенні частоти обертання, коефіцієнта завантаження та зменшенні величини зазору між валом і витком. При короткочасному різкому збільшенні частоти обертання неоднорідність суміші зменшується в межах  $0,3...1,2\%$  (рис. 28), що підтверджує викладені у третьому розділі роботи теоретичні розрахунки та свідчить про «розшарування» змішувальної суміші при короткочасній експлуатації ГРО в резонансній зоні. Продуктивність процесу при використанні стрічкового ГРО (у порівнянні зі спіральним) із величиною зазору між валом і витком  $S = 16$  мм знижується на  $10\%$  і при подальшому зростанні зазору суттєво зменшується. Тому при конструюванні таких ГТТМ доцільно використовувати засоби різкої зміни частоти обертання і не призначати величини зазору між валом і витком більшої 5 зовнішніх діаметрів зерен змішувального компонента. При дослідженні ГЗ з пересипанням зі стрічковими ГРО встановлено, що нижча неоднорідність суміші досягається за рахунок збільшення частоти обертання, зменшення коефіцієнта завантаження та збільшення часу виконання процесу. При тривалому змішуванні (до 3 хв.) неоднорідність суміші стабілізується,  $V_c = 9,2\%$ , і подальше виконання процесу не призводить до її зниження. Для більшого коефіцієнта завантаження при зростанні швидкості обертання неоднорідність суміші зменшується повільніше. При змішуванні компонентів спіральним ГРО неоднорідність суміші є найвищою, а при використанні гофрованого та стрічкового ГРО – меншою на  $0,9\% - 1,9\%$ .

Для гнучкого гвинтового транспортера-змішувача встановлено, що при застосуванні спірального ГРО неоднорідність суміші є найвищою (до  $11,8\%$ ), а при використанні гофрованого ГРО – найнижчою (від  $9,2\%$ ). Неоднорідність суміші зменшується в міру зростання довжини траси до  $5$  м і далі стабілізується (рис. 29).

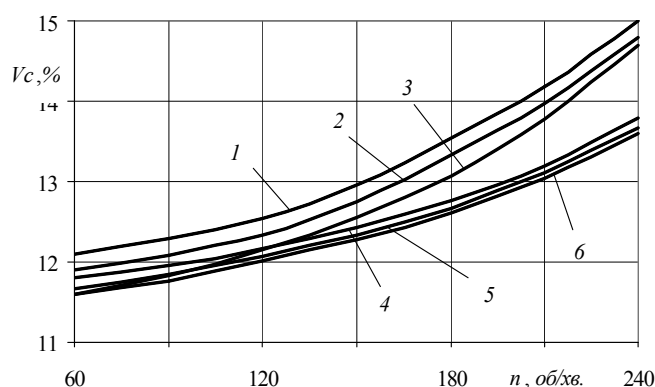


Рис. 28. Вплив на неоднорідність суміші ( $K_z = 0,5$ ) частоти обертання ГРО при стабільному процесі: 1 –  $S = 6$  мм; 2 –  $S = 11$  мм; 3 –  $S = 16$  мм; та короткочасному збільшенні швидкості: 4 –  $S = 6$  мм; 5 –  $S = 11$  мм; 6 –  $S = 16$  мм

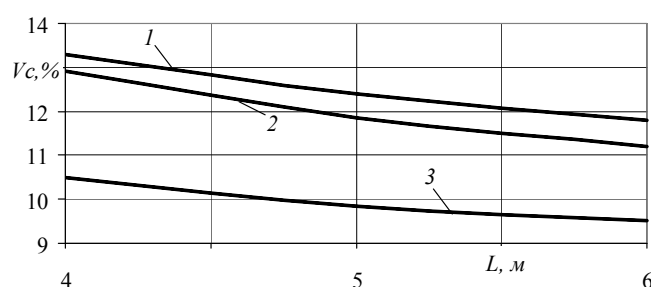


Рис. 29. Вплив на неоднорідність суміші довжини гнучкого ГРО: 1 – спірального; 2 – секційного; 3 – гофрованого

При дослідженні секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднаннями (діаметр витка –  $96$  мм; довжина секції –  $130$  мм; довжина ГРО –  $2$  м; навантаження

на ГРО – 12 Н·м; частота обертання – 426 об/хв) встановлено, що кут закручування внаслідок припрацювання для секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднаннями після 60 год. роботи не перевищує  $9^\circ$  (при початкових  $3,2^\circ$ ) (рис. 30). Різке зростання кута закручування відбувалося після перших 10 год. роботи. Тому при виробництві ГК із секційними ГРО необхідно проводити цикл їх обкатування (до 10 год.) у холостому режимі.

Знайшли експериментальне підтвердження теоретичні розрахунки пікових моментів при пуску ГТТМ у завантаженому стані. Вони вказують, що сумарна амплітуда динамічного моменту приблизно в два рази перевищує статичний момент опору. Встановлено, що при різкому пуску ( $n = 454,4$  об/хв) жорстких та гнучких ГТТМ величина пікового моменту є значно більшою (в 1,36...2,13 раза) у порівнянні з величиною пікового моменту при їх розгоні протягом 10 с. При збільшенні завантаження матеріалом ГТТМ вона зростає (рис. 31).

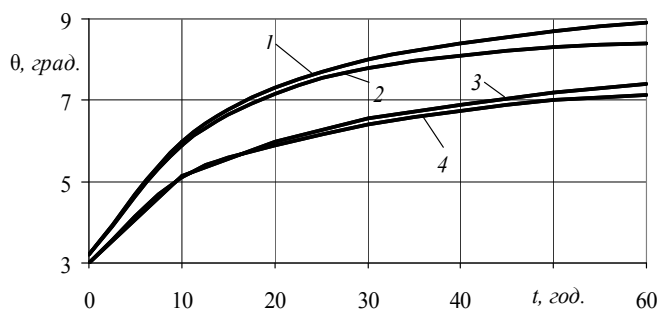


Рис. 30. Вплив на кут закручування секційних ГРО часу експлуатації:

- 1 – із шарнірним з'єднанням при  $R_{32} = \min$ ;
- 2 – із запобіжним з'єднанням при  $R_{32} = \min$ ;
- 3 – із шарнірним з'єднанням при  $R_{32} = 0$ ;
- 4 – із запобіжним з'єднанням при  $R_{32} = 0$

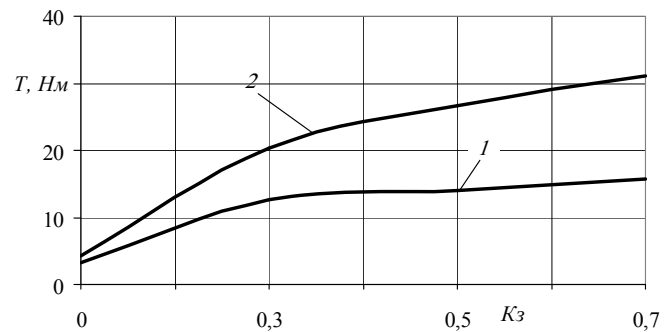


Рис. 31. Залежність величини пікового моменту при пуску жорсткого ГК від коефіцієнта завантаження при:  
1 – плавному пуску (розгон протягом 10 с);  
2 – різкому пуску ( $n = 454,4$  об/хв)

При експериментальному дослідженні ЗМ підтверджено адекватність розроблених у дисертації математичних моделей і проведених теоретичних розрахунків конусної, низькочастотних, фрикційної підвищеної чутливості та роликової запобіжно-компенсуючої ЗМ й обґрунтовано їхнє використання у конкретних приводах ГТТМ. Відхилення між результатами моделювання та експериментів становило 11,8 %–17,3 %.

**Сьомий розділ** дисертаційного дослідження присвячений питанням проектування ГТТМ. У розділі обґрунтовано основні показники технологічності й конструктивної складності виконання гвинтових деталей і технологічності конструкцій ГТТМ [16], а також технологічності та ремонтпридатності конструкцій ЗМ [20].

Приведено оптимізацію параметрів ГТТМ [44] за критеріями трудомісткості виконання супутніх технологічних операцій, енерговитратами і матеріалоемністю, де за комплексний критерій прийнято суму вартісного еквівалента використаного ресурсу. Основними параметрами оптимізації обрано вісім змінних: зовнішній діаметр кожуха, відносний зазор між жолобом та зовнішньою кромкою шнека, тангенс кута підйому витка, коефіцієнт швидкохідності, тангенс кута нахилу

конвеєра, коефіцієнт співвідношення внутрішнього та зовнішнього діаметрів спіралі, товщину гвинтової спіралі й довжину технологічного конвеєра. Цільова функція представлена енергоємністю процесу змішування у вигляді квадратного полінома, а на зміну цих змінних параметрів накладено 6 обмежень. На основі розв'язків диференціальних рівнянь виведено аналітичні залежності для визначення оптимальних параметрів ГЗ із пересипанням. Схема розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи ГЗ із пересипанням є такою:

– визначається конструктивний тип змішувача. У якості похилого змішувача попередньо приймається похилий конвеєр з кутом нахилу  $30^0-36^0$ ;

– згідно з даними оптимізаційної задачі за експериментальними даними встановлюється значення коефіцієнта зазору  $k_z = 2z / D = 0,21-0,23$ ;

– згідно з оптимізаційною задачею з мінімізації енергозатрат приймається максимально допустиме значення коефіцієнта швидкості потоку  $P_s = 0,8-0,9$  та вибирається коефіцієнт кроку за графіком (рис. 32);

– визначається коефіцієнт швидкості ГЗ  $P = P_s / [1 + \text{ctg}^2 \alpha \cdot \text{ctg}^2 (\alpha + \varphi_1)]$ ;

– визначається зовнішній діаметр ГРО згідно з оптимізаційною задачею за матеріаломісткістю

$$D = \{8\pi^2 \phi_{\text{дон}} Q / [k_T \varphi_n \psi_{\text{пр}} (\phi_{\text{дон}}^2 - 1)(\pi^2 + 1)(2gP)^{0,5}]\}^{0,4};$$

– визначається внутрішній діаметр шнека  $d = D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}}$ ;

– визначається товщина спіралі за умови її навивання  $H = \delta_\partial \cdot (D - d) / 2$ ;

– визначається кутова швидкість обертання ГРО  $\omega_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot P / D}$ .

Тут прийнято такі позначення:  $z$  – зазор між жолобом та ГРО;  $D$  – діаметр ГРО;  $p_k$  – крок ГРО;  $\alpha$  – кут підйому витка спіралі;  $\varphi_1$  – кут тертя вантажу по ГРО;

$\phi_{\text{дон}}$ ,  $k_T$ ,  $\varphi_n$ ,  $\psi_{\text{пр}}$  – коефіцієнти видовження металу, кроку спіралі, наповнення простору та продуктивності ГЗ;  $\delta_\partial$  – допустима питома товщина заготовки спіралі.

У випадку порушень прийнятих обмежень, що накладаються на зміну параметрів, слід переходити до інших розрахункових схем. Для цього необхідно почергово перебирати розрахункові схеми та перевіряти обмеження з подальшим переходом до такої розрахункової схеми, для якої обмеження, що не виконуються, будуть лімітуючими. Отримані співвідношення дозволяють з високою точністю обчислити оптимальні конструктивні та технологічні параметри ГЗ, при яких забезпечується потрібна якість суміші при високій ефективності процесу змішування.

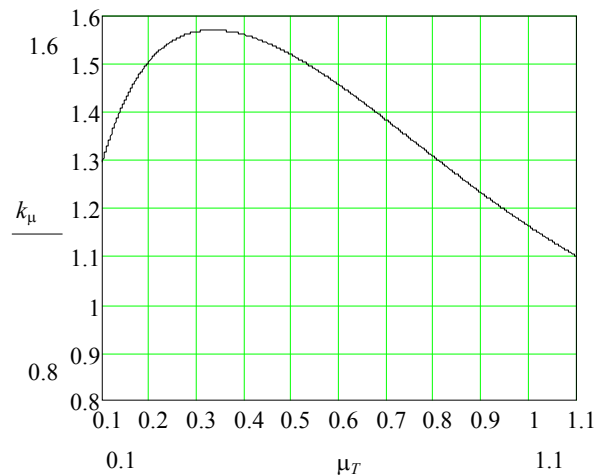


Рис. 32. Вплив коефіцієнта тертя  $\mu_T$  на раціональне значення коефіцієнта кроку  $k_p = p_k / D$

У розділі міститься розроблена інженерна методика та алгоритм проектування ГТТМ, який передбачає проектування й відбір конструкцій ГТТМ [36] та їх захисних механізмів [29, 33] згідно з розробленими у дисертації принципами, що передбачають:

- визначення вихідних даних для проектування ГТТМ: набір виконуваних функціональних операцій; встановлення програми випуску; визначення продуктивності ГТТМ і його максимальної зведеної собівартості (собівартості виготовлення ГТТМ, експлуатаційних витрат при використанні ГТТМ за весь термін, витрат на ТО і ремонт ГТТМ за весь термін експлуатації); якісних показників виконання функціональних операцій (при потребі);
- вибір компоновальної схеми ГТТМ (табл. 1) і вибір типу ГРО для обраної компоновальної схеми;
- синтез ЗМ привода ГТТМ обраної компоновальної схеми та ГРО вибраного типу із формуванням бази даних обраних конструкцій у морфологічній таблиці конструктивних елементів із використанням розроблених методик;
- синтез конструкцій ГТТМ із використанням сформованої морфологічній таблиці конструктивних елементів (приводів, передач і редукторів, гвинтових робочих органів, запобіжних і пружних муфт, жолобів, елементів завантаження, пересипання й розвантаження, елементів з'єднувальних та опорно-поворотних, елементів керування) для відібраної компоновальної схеми;
- визначення собівартості виготовлення ГРО;
- визначення ціни на типові та розрахунок собівартості виготовлення оригінальних запобіжних чи пружних муфт ГТТМ;
- визначення вартості інших конструктивних елементів, що входять до конструкцій синтезованих ГТТМ: цін на існуючі та розрахунок собівартості виготовлення оригінальних елементів;
- розрахунок зведеної собівартості синтезованих конструкцій ГТТМ, розподіл їх за певними групами та встановлення для них коефіцієнтів зведеної собівартості;
- розрахунок продуктивності синтезованих конструкцій ГТТМ і визначення для них коефіцієнтів продуктивності;
- визначення якості виконання процесу синтезованими ГТТМ експертним методом та визначення для них коефіцієнтів якості виконання процесу;
- визначення міцності та надійності окремих конструкцій синтезованих ГТТМ та встановлення для них коефіцієнтів запасу міцності з урахуванням динамічного навантаження слабшої ланки;
- вибір раціональної конструкції ГТТМ із бази синтезованих з певної групи.

Вибір здійснюється за техніко-економічного оцінювання ГТТМ та їх конструктивних елементів. Запропоновано методику визначення сумарної собівартості ГТТМ, яка є сумою собівартості виготовлення, експлуатації й ТО та ремонту ГТТМ за весь термін експлуатації [36].

Собівартість виготовлення ГТТМ укрупнено визначається за формулою

$$C_{ГК1} = k_{mp-3} \cdot \left( \sum_{a=1}^i C_{1i} + \sum_{b=1}^i C_{2i} + \sum_{c=1}^i C_{8i} \right) + \sum_{d=1}^i C_{3i} + \sum_{o=1}^i C_{4i} + \sum_{v=1}^i C_{5i} + \sum_{f=1}^i C_{6i} + \sum_{y=1}^i C_{7i} + k_{одл} \cdot k_{од} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (36)$$

де  $k_{mp-3}$  – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати;  $i$  – кількість елементів, що входять до відповідної групи конструктивних елементів ГТТМ;  $C_{1i}, C_{2i}, C_{3i}, C_{4i}, C_{5i}, C_{6i}, C_{7i}, C_{8i}$  – відповідно вартість приводів, передач і редукторів, муфт, ГРО, жолобів, елементів завантаження, пересипання й розвантаження, елементів з'єднувальних і опорно-поворотних, елементів керування, грн.;  $k_{допл}, k_{доод}, k_{нар}$  – коефіцієнти доплат, додаткової заробітної плати та відрахування на соціальне страхування;  $c_3$  – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті складанням ГТТМ, грн.;  $T_h$  – трудомісткість складання й налагодження ГТТМ, нормо/год.

Експлуатаційні витрати за весь термін використання ГТТМ укрупнено визначаються за формулою

$$C_{ГК2} = \sum_{t=0}^x (k_{вук} \cdot k_{зм} \cdot k_{ном} \cdot P_{вст} \cdot Ц_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + k_{вук} \cdot k_{зм} \cdot c_4 \cdot N_{он} \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot \Phi_{ефр} + k_{вук} \cdot k_{зм} \cdot P_{пошк} \cdot m_{вант} \cdot Ц_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + N_{скл} \cdot c_5 \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot (N_m \cdot T_b + N_d \cdot T_d)) / (1+u)^t, \quad (37)$$

де  $t, x$  – номер року та термін використання;  $k_{вук}, k_{зм}, k_{ном}$  – коефіцієнти використання за зміну протягом року, кількості змін та приводів за потужністю;  $P_{вст}$  – сумарна потужність, кВт;  $Ц_{ен}$  – ціна одиниці енергетичних ресурсів, грн./кВт.;  $\Phi_{ефо}, \Phi_{ефр}$  – відповідно ефективний фонд часу роботи ГТТМ на плановий період протягом зміни, та оператора, год;  $c_4, c_5$  – відповідно середньозважена погодинна тарифна ставка працівників, зайнятих у виробничому процесі з використанням ГТТМ, та процесом його монтажу-демонтажу, грн;  $N_{он}, N_{скл}$  – відповідно кількість працівників, зайнятих у виробничому процесі та процесі монтажу-демонтажу ГТТМ, чел.;  $P_{пошк}$  – ймовірність пошкодження продукції при технологічному процесі;  $m_{вант}$  – маса переробленого вантажу протягом години, кг;  $Ц_{ен}$  – вартість вантажу, грн./кг;  $N_m, N_d$  – кількість монтажів і демонтажів протягом року;  $T_b, T_d$  – трудомісткість одного монтажу і демонтажу ГТТМ, нормо/год.;  $u$  – ставка дисконтування.

Витрати на ТО й ремонт ГТТМ за весь термін експлуатації визначаються так

$$C_{ГК3} = \sum_{t=0}^x (C_{ГК1} \cdot k_{нс} \cdot k_{нод} \cdot k_{нр}) / (1+u)^t, \quad (38)$$

де  $k_{нс}, k_{нод}, k_{нр}$  – коефіцієнти переведення виробничої собівартості у повну, врахування величини ПДВ та річного відрахування на ТО і поточний ремонт ГТТМ.

Доцільність використання ЗМ у конструкції ГТТМ визначається за формулою [29]:

$$ЕД_{зм} = i \cdot N \cdot \left( \left[ \sum_{w=1}^h B_{11} + B_{12} + B_{13} \right] + T_1 \cdot (Q \cdot k_n / F_{еф}) + B_m \right) - (C_{зм1} + C_{зм2} + C_{зм3}), \quad (39)$$

де  $i$  – ймовірність настання поломки, зумовленої відсутністю ЗМ;  $N$  – кількість можливих поломок, зумовлених відсутністю ЗМ за весь термін експлуатації ГТТМ, шт.;  $B_{11}, B_{12}, B_{13}, B_m$  – вартість комплектуючих, що використовуються при ремонті ГТТМ, зумовленим поломкою через відсутність ЗМ, витрати на зарплату робітників зайнятих ремонтом, на запуск та випробування ГТТМ після ремонту, а також пов'язані зі втратою продукції при її переробці в момент аварії ГТТМ, грн.;  $h$  – кількість комплектуючих для проведення ремонту, шт.;  $T_1$  – час простою ГТТМ при поломці та ремонті, год;  $Q$  – річний обсяг виробництва продукції при використанні ГТТМ, грн;  $k_n$  – коефіцієнт, що враховує прибутковість продукції;

$F_{ef}$  – річний ефективний час роботи ГТТМ, год;  $C_{зм1}$ ,  $C_{зм2}$ ,  $C_{зм3}$  – вартість ЗМ, експлуатаційних витрат на ЗМ та витрат на технічний огляд і ремонт ЗМ за весь термін експлуатації ГТТМ, грн.

Конструкції ГТТМ і ЗМ захищені 78 авторськими свідоцтвами СРСР і патентами України. Впродовж 2002 – 2012 років окремі розробки були впроваджені та передані для використання у ВАТ «Тернопільський комбайновий завод», ПАТ «Ковельсьільмаш», ТОВ ОСП Корпорація «ВАТРА», ПАТ «Рівнесільмаш», ВАТ ТКБР «Стріла», ПП «Мінбрук», ВАТ «Червона зірка», ВАТ «Роменський завод «Тракторозапчастина», ТОВ ТКБР «Стріла», ТОВ «Універст Лтд». Економічний ефект від використання чотирьох конструкцій ГТТМ, створених на базі запатентованих винаходів (пат. України № 10170, № 10250, № 34056, № 34406), становив понад 88 тис. грн.

## ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення та нове вирішення наукової проблеми, яка реалізується в розробленні науково-прикладних основ створення ГТТМ та їх елементів із використанням структурного синтезу з ієрархічним групуванням, динамічних моделей їх функціонування, структурно-параметричної оптимізації, а також моделей вибору їх запобіжних муфт за розробленою класифікацією залежно від взаємозв'язку конструктивних ознак ГТТМ і захисних механізмів та характером навантаження на основі техніко-економічних характеристик. Розроблена методика синтезу з розподілом конструктивних ознак елементів системи на ієрархічні групи та підгрупи при врахуванні суттєвості їх впливу на досягнення заданих критеріїв оцінювання гвинтових механізмів дозволила у понад 40 разів зменшити кількість варіантів синтезованих альтернатив у порівнянні з класичною моделлю, що забезпечує суттєве скорочення термінів проектування.

2. Розроблено нелінійні математичні моделі поперечних та крутильних коливань шнека, з яких встановлено залежності АЧХ від кутової швидкості обертання, довжини, поздовжньої сили, фізико-механічних характеристик матеріалів, періодичного збурення (у тому числі імпульсного). Доведено, що в технологічних процесах роботи ГРО вплив осьової сили, зумовленої переміщенням матеріалів, на його поперечні коливання проявляється меншою мірою, ніж його кутова швидкість обертання чи довжина. Вплив нелінійних сил (амплітуди) на частоту більшою мірою проявляється для випадку меншої довжини та більшої кутової швидкості обертання. Наведені особливості динамічного процесу шнека отримали практичне застосування для розшарування матеріалу шляхом короткочасної експлуатації ГРО у резонансній зоні з метою усунення «мертвих зон».

3. Побудовано графічні залежності, які визначають області стійких (нестійких) крутильних коливань шнека під дією періодичних імпульсних сил, частота котрих близька до частоти його власних коливань. Встановлено, що зі зростанням:

- розбалансування частот власних і вимушених коливань від  $0,01 \text{ c}^{-1}$  до  $0,08 \text{ c}^{-1}$  резонансні значення амплітуди коливань, за яких динамічний процес є стійким, зростають на 5 %;

- нелінійності системи область значень амплітуди коливань ГРО, за яким динамічний процес буде стійким, звужується. При  $\gamma = 80$  (коефіцієнт нелінійної відновлюючої сили) область значень амплітуди коливань гнучкого елемента, за яким динамічний процес буде стійким, є меншою на 42 % від області значень амплітуди при  $\gamma = 40$ .

4. Згідно з проведеним оцінюванням напружень, які зумовлені поперечними коливаннями ГРО, встановлено, що для його однакових фізико-механічних і геометричних характеристик резонансні динамічні напруження є більшими для менших значень «власних динамічних частот». Резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у кілька разів перевищують резонансні напруження шнека, який не обертається (у 2,3 раза при кутовій швидкості 570 об/хв).

5. Розроблено математичні моделі функціонування ГТТМ. Встановлено, що підвищення ефективності виконання технологічного процесу гвинтовим сепаратором досягається шляхом збурення робочого середовища вібраційно-запобіжним імпульсним механізмом, який забезпечує коефіцієнт динамічності до 1,5, а задані динамічні збурення досягаються вибором величини елементів зачеплення півмуфт, що забезпечують осьове переміщення ГРО, та швидкістю обертання шнека. За розробленою динамічною моделлю гвинтового транспортера-змішувача та розв'язком диференціальних рівнянь руху змішувальних мас встановлено, що динамічний обертальний момент, при його пуску в завантаженому стані, у понад два рази перевищує статичний момент опору, а зменшення динамічних навантажень досягається зниженням жорсткості системи «привод–робочий орган» та заданим режимом пуску двигуна.

6. Показано, що вибір ЗМ проводиться залежно від функціонального призначення ГТТМ та передавання необхідного обертального моменту. Зокрема у приводах ГТТМ можна використовувати ЗМ із навантажувальною здатністю понад 100 Н·м – кульково-фрикційну, роликову запобіжно-компенсуючу; до 100 Н·м – фрикційну підвищеної чутливості, сигнально-запобіжну; до 30 Н·м – з коливним диском, конусоподібними пальцями, кулькові низькочастотні. Виведено коефіцієнт частоти спрацювання для імпульсних ЗМ, який для розроблених низькочастотних ЗМ гвинтових сепараторів може приймати межі до 22 холостих повертань півмуфт у режимі одного розчеплення.

7. При експериментальному дослідженні гвинтових змішувачів встановлено, що:

- у жорсткому гвинтовому транспортері-змішувачі зі стрічковими ГРО найнижча неоднорідність суміші  $V_c = 10,5\%$  досягається при коефіцієнті завантаження  $K_{зк} = 0,3$ , частоті обертання  $n = 56,8$  об/хв та величині зазору між валом і витком  $S = 16$  мм (діаметр ГРО – 150 мм) і зростає при збільшенні частоти обертання, коефіцієнта завантаження та зменшенні величини зазору між валом і витком. При короткочасному (1–3 с) збільшенні частоти обертання до  $n = 340...400$  об/хв неоднорідність суміші зменшується на 0,3 %–1,2 %, що підтверджує теоретичний висновок про розшарування змішувальної суміші й рекомендується використання такого режиму у виробничих умовах. Продуктивність жорсткого транспортера-змішувача при рекомендованому зазорі  $S = 16$  мм у стрічковому ГРО (діаметр – 150 мм) становить 0,9 від продуктивності аналогічного гвинтового конвеєра, й подальше збільшення зазору не рекомендується через



суттєве його зниження;

- у гвинтовому змішувачі з пересипанням із стрічковими ГРО на зменшення неоднорідності суміші впливає збільшення частоти обертання, зменшення коефіцієнта завантаження та збільшення часу виконання процесу. Проте при тривалому змішуванні ( $t = 1-3$  хв) неоднорідність суміші стабілізується,  $V_c = 9,2 \%$ , і подальше змішування втрачає сенс. Для більшого коефіцієнта завантаження при зростанні швидкості обертання неоднорідність суміші зменшується повільніше і при змішуванні компонентів спіральним ГРО є найвищою, а при використанні гофрованого та стрічкового ГРО – суттєво меншою;

- у гнучкому гвинтовому транспортері-змішувачі при застосуванні спірального ГРО неоднорідність суміші становить  $V_c = 11,4 \%-11,8 \%$ , а при використанні гофрованого ГРО –  $V_c = 9,2 \%-9,5 \%$ , і зменшується при зростанні довжини траси ГТТМ до 5 м, після чого стабілізується.

8. Отримали експериментальне підтвердження теоретичні розрахунки пікових моментів при пуску ГТТМ у завантаженому стані, за якими сумарна амплітуда динамічного моменту приблизно в два рази перевищує статичний момент опору. Встановлено, що при різкому пуску ( $n = 454,4$  об/хв) жорстких та гнучких ГТТМ величина пікового моменту є значно більшою (в 1,36–2,13 рази) у порівнянні з величиною пікового моменту при їх розгоні протягом 10 с, при збільшенні завантаження матеріалом ГТТМ вона зростає. Експериментально встановлено, що для секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднаннями (діаметр витка – 96 мм; довжина секції – 130 мм; довжина ГРО – 2 м; навантаження на ГРО – 12 Н·м; частота обертання – 426 об/хв.) кут закручування після 60 год. роботи не перевищує  $9^\circ$  (при початкових  $3^\circ$ ). Причому більше половини його зростання відбувається на перших 10 год. роботи, що вказує на необхідність виконання циклу припрацювання з подальшим підналагодженням.

9. Експериментально підтверджено адекватність розроблених у дисертації математичних моделей і проведених теоретичних розрахунків конусної, низькочастотних, фрикційної підвищеної чутливості та роликової запобіжно-компенсуючої ЗМ дослідженням реальних конструкцій, у результаті чого:

- встановлено, що відхилення між результатами моделювання та експериментів становить 11,8 %–17,3 %;

- обґрунтовано використання ЗМ у конкретних приводах ГТТМ: конусної – у тихохідних і середньошвидкісних, низькочастотних – у тихохідних, фрикційної підвищеної чутливості – у середньо- та високошвидкісних, роликової запобіжно-компенсуючої – у тихохідних і середньошвидкісних зі значною навантажувальною здатністю.

10. За результатами розв'язку багатокритеріальної задачі оптимізації гвинтових транспортерів-змішувачів показано, що основні співвідношення конструктивно-технологічних параметрів визначаються з умови забезпечення якості виконання технологічної операції, режими роботи – з умови мінімізації енергоємності, а конструктивні параметри визначаються за результатом розв'язку задачі нелінійного програмування з умови мінімізації матеріаломісткості.

11. Розроблено алгоритм проектування ГТТМ, що складається з дванадцяти основних етапів, який забезпечує вибір найраціональніших конструкцій гвинтових

механізмів для виконання визначених функціональних операцій. Він передбачає використання розробленої методики проектування та підбору захисних механізмів для конкретних типів гвинтових систем і дозволяє на етапі проектування вибрати раціональні конструктивно-схемні вирішення залежно від функціонального призначення ГТТМ при врахуванні чотирьох параметрів: зведеної собівартості, продуктивності, якості виконання процесу та запасом міцності з урахуванням динамічного навантаження слабшої ланки.

12. Запропоновано методику техніко-економічного обґрунтування ГТТМ і виведено аналітичні залежності для визначення основних складових техніко-економічного оцінювання. Представлено нові конструкції ГТТМ і ЗМ їх приводів, які захищені 78 авторськими свідоцтвами СРСР і патентами України. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації: впроваджено у ВАТ «Тернопільський комбайновий завод», ПАТ «Ковельсьільмаш», ТОВ ОСП Корпорація «ВАТРА», ПАТ «Рівнесільмаш», ВАТ ТКБР «Стріла»; ПП «Мінбрук» при виготовленні ЗМ і ГТТМ; передано для використання у ВАТ «Червона зірка», ВАТ «Роменський завод «Тракторозапчастина», ТОВ ТКБР «Стріла», ТОВ «Універст Лтд».

## ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### *Монографії*

1. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І. Б. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.
2. Гевко Б. М. 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.

### *Статті*

3. Гевко І. Б. Дослідження характеристик запобіжних пристроїв машин / І. Б. Гевко // *Машинознавство*. – 1997. – № 4–6. – С. 17–21.
4. 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.
5. Гевко І. Б. Дослідження характеристик приводів гвинтових конвеєрів / І. Б. Гевко, М. В. Буряк // *Вісник ТДТУ*. – 2000. – Т. 5, № 4. – С. 61–66.
6. 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.
7. Гевко І. Б. Дослідження процесу транспортування вантажів профільними Г-подібними спіралями шнеків / І. Б. Гевко, І. В. Назар, В. В. Васильків // *Вісник ТДТУ*. – 2001. – Т. 6, № 2. – С. 75–80.
8. Гевко І. Б. Визначення динамічних навантажень у гвинтовому змішувачі / І. Б. Гевко, О. Я. Гурик // *Вісник НУ «Львівська політехніка»: «Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні»*. – 2002. – № 442. – С. 90–93.

9. Гевко І. Б. Змішування сипких матеріалів гвинтовими робочими органами / І. Б. Гевко, Ю. Б. Капаціла, В. Д. Левенець // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ. – 2002. – Вип. 11. – С. 75–81.
10. Гевко І. Б. Дослідження процесу змішування сипких матеріалів / І. Б. Гевко, О. Я. Гурик, В. Б. Левенець // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2003. – Вип. 60. – С. 155–161.
11. Михайлишин В. Теоретичні дослідження динаміки приводу оснащеного кульково-фрикційною запобіжною муфтою / В. Михайлишин, А. Матвійчук, І. Гевко // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т.8, № 2. – С. 62–70.
12. Гевко І. Б. Динамічне моделювання роботи приводу з багатофункціональною компенсуючою муфтою / І. Б. Гевко, Р. В. Комар // Вісник НУ «Львівська політехніка»: «Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні». – 2003. – № 480. – С. 24–29.
13. Лещук Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів / Р. Лещук, І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т. 8, № 4. – С. 56–61.
14. Гевко І. Б. Оптимізація параметрів процесу змішування порошкових матеріалів гвинтовим змішувачем / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець // «Машинознавство». – 2004. – № 7. – С. 44–48.
15. Гевко І. Дослідження динаміки шнекового сепаратора з горизонтальними імпульсними навантаженнями / І. Гевко, І. Новосад // Вісник ТДТУ. – 2004. – Т. 9, № 4. – С. 91–97.
16. Гевко І. Б. Технологічність конструкцій гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І. Б. Гевко // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2004. – № 73. – С. 348–352.
17. Гевко І. Б. Обґрунтування параметрів сигнально-запобіжної муфти / І. Б. Гевко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2004. – Вип. 12. – С. 24–30.
18. Гевко І. Б. До питання динаміки приводів з фрикційними запобіжними муфтами / І. Б. Гевко // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ. – Луцьк, 2004. – Вип. 14. – С. 24–32.
19. Гевко І. Б. Динамічний розрахунок спрацювання запобіжного пристрою з коливним диском / І. Б. Гевко // Збірник наукових праць Севастопольського національного технічного університету: «Оптимізація виробничих процесів». – 2005. – Вип. 8. – С. 171–177.
20. Гевко І. Б. Технологічність та ремонтпридатність конструкцій запобіжних муфт сільськогосподарських машин / І. Б. Гевко // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 225–231.
21. Гевко І. Б. Результати експериментальних досліджень фрикційної запобіжної муфти підвищеної чутливості / І. Б. Гевко // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ. – 2005. – Вип. 16. – С. 36–42.
22. Гевко І. Б. Розрахунок силових і конструктивних параметрів роликково-кулькової запобіжно-компенсуючої муфти / І. Б. Гевко // Вісник ТДТУ. – 2005. – Т. 10, № 1. – С. 104–109.
23. Гевко І. Експериментальні дослідження деформаційно-силових характеристик робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів / І. Гевко, Р. Лещук, І. Новосад // Вісник ТДТУ. – 2005. – Т. 10, № 3. – С. 78–84.

24. Гевко І. Б. Розмірний аналіз кулькового шарнірного з'єднання секцій гіперболічного шнека / І. Б. Гевко, І. Я. Новосад // Збірник наукових праць Житомирського державного технологічного університету: «Процеси механічної обробки в машинобудуванні». – Житомир, 2006. – Вип. 3. – С. 181–187.

25. Гевко І. Б. Розрахунок на міцність гвинтових стрічок заготовок / І. Б. Гевко, Р. Я. Лещук // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2006. – Вип. 25. – С. 201–206.

26. Гевко І. Обґрунтування конструктивних і силових параметрів секційних елементів гвинтових конвеєрів / І. Гевко, І. Новосад // Вісник ТДТУ. – 2007. – Т. 12, № 1. – С. 65–70.

27. 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.

28. Гевко І. Б. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових деталей / І. Б. Гевко // Збірник наукових праць ДДМА: «Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем». – Краматорськ, 2008. – Вип. 23. – С. 202–207.

29. Гевко І. Модель вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І. Гевко // Вісник ТДТУ. – 2010. – Т. 15, № 1. – С. 66–72.

30. Гевко І. Дослідження характеристик приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин з конусними запобіжними муфтами / І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2010. – Т. 15, № 2. – С. 73–79.

31. Гевко І. Експериментальні дослідження змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом / І. Гевко, Р. Любачівський, А. Дячун // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛНТУ. – Луцьк, 2011. – Вип. 35. – С. 51–55.

32. Мартинців М. П. Динамічні розрахунки гвинтових транспортних механізмів / М. П. Мартинців, І. Б. Гевко // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України: збірник наукових праць. – 2011. – Вип. 21.15. – С. 108–118.

33. Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 1. – С. 69–77.

34. Гевко І. Експериментальні дослідження запобіжних муфт приводів гвинтових механічних систем / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 3. – С. 108–116.

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

36. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 197–210.

37. Гевко І. Структурний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу / І. Гевко, А. Дячун, Р. Любачівський // Вісник СевНТУ. – Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – Вип. 128/2012. – С. 37–41.

38. Грудовий Р. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу у гвинтовому еліптичному змішувачі / Р. Грудовий, А. Дячун, І. Гевко // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – 2012. – № 16. – С. 194–201.

39. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра / І. Гевко, А. Дячун, Р. Любачівський та ін. // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – Вінниця, 2012. – Вип. 11. – Т. 1 (65). – С. 119–122.

40. Гевко І. Математична модель нелінійних згинних коливань шнека / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – №4 (68). – С. 141–154.

41. Дячун А. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом / Дячун А., Грудовый Р., Гевко И., Гевко М. // Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность. – 2012. – Том 51, серия 1.1. – С. 31–35.

42. Рогатинський Р. Исследование крутных колебаний шнека / Рогатинський Р., Гевко И., Дячун А. // 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.

43. Гевко І. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами / І. Гевко, Р. Любачівський, А. Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – 2012. – № 16. – С. 237–246.

44. Рогатинський Р. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем / Р. Рогатинський, І. Гевко, Л. Рогатинська // Вісник ТНТУ. – 2013. – №1 (69). – С. 123–230.

#### *Авторські свідоцтва на винаходи й патенти*

45. А.с. 1696349 СССР, МКИ<sup>6</sup> В 65 G 33/16, 33/26. Гибкий винтовой конвейер / И. Б. Гевко, Б. М. Гевко, Р. Б. Гевко, Р. М. Рогатынский (СССР). – № 4790863/03; заявл. 12.12.89; опубл. 07.12.91, Бюл. № 45.

46. А.с. 1640070 СССР, МКИ<sup>6</sup> В 65 G 33/16, 33/24. Винтовой конвейер / Б. М. Гевко, И. Б. Гевко, Р. Б. Гевко, Р. М. Рогатынский (СССР). – № 4683121/03; заявл. 24.04.89; опубл. 07.04.91, Бюл. № 13.

47. Пат. 43103А. Україна, МПК7 F16D7/06. Запобіжна фрикційна муфта / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2001021161; заявл. 19.02.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10.

48. Пат. 46979А. Україна, МПК7 F16d7/06. Запобіжний пристрій транспортно-технологічних систем / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №2001021160; заявл. 19.02.01; опубл. 17.06.02, Бюл. № 6.

49. Пат. 52273А. Україна, МПК7 F16D7/02. Запобіжна фрикційна муфта / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2002042594; заявл. 02.04.02; опубл. 16.12.02, Бюл. № 12.

50. Пат. 4116. Україна, МПК7 В65G33/16. Гвинтовий класифікатор / Гевко І. Б., Дубик О. І., Рогатинська О. Р.; заявник і власник патенту Тернопільський

державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2004010163; заявл. 09.01.04; опубл. 17.01.05, Бюл. №1.

51. Пат. 4284. Україна, МПК7 F16D7/06. Низькочастотна запобіжна муфта / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 20040402780; заявл. 15.04.04; опубл. 17.01.05, Бюл. № 1.

52. Пат. 4281. Україна, МПК7 F16D7/06. Запобіжна реверсивна муфта / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 20040402774; заявл. 15.04.04; опубл. 17.01.05, Бюл. № 1.

53. Пат. 7758. Україна, МПК7 B65G33/26. Гвинтовий робочий орган змішувача / Гевко І. Б., Лящук О. Л.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 20041008387; заявл. 15.10.04; опубл. 15.07.05, Бюл. № 7.

54. Пат. 14359. Україна, МПК B65 G33/16. Гвинтовий робочий орган змішувача / Гевко І. Б., Левенець В. Б., Дудін О. В.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u 200510601; заявл. 09.11.05; опубл. 15.05.06, Бюл. № 5.

55. Пат. 30397. Україна, МПК B65G 33/00. Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органа / Гевко І. Б., Чвартацький Р. І.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u 200712075; заявл. 01.11.07; опубл. 25.02.08, Бюл. № 4.

56. Пат. 34044. Україна, МПК F16D 7/06. Профільна запобіжна муфта / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Гевко І. Б. – № u 200802377; заявл. 25.02.08; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14.

57. Пат. 34056. Україна, МПК B01F 7/00. Змішувач гвинтовий з пересипом / Гевко І. Б., Левенець В. Б., Гевко М. Р.; заявник і власник патенту Гевко І. Б., Левенець В. Б., Гевко М. Р. – № u 200802639; заявл. 29.02.08; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14.

58. Пат. 34406. Україна, МПК B01F 7/00. Змішувач гвинтовий з замкнутим циклом роботи / Гевко І. Б., Левенець В. Б., Гевко М. Р.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u 200803172; заявл. 12.03.08; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15.

59. Пат. 61115. Україна, МПК G01L 5/00. Стенд для дослідження механічних систем в автоматичному режимі керування / Гевко І. Б., Брошак І. І., Сай В. З., Лящук О. З., Пономаренко С. В., Комар Р. В.; заявник і власник патенту Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u 201002148; заявл. 26.02.10; опубл. 25.11.10, Бюл. № 22.

60. Пат. 66157. Україна, МПК B65G 33/14. Гнучка гвинтова спіраль з внутрішнім з'єднанням секцій / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u 201106954; заявл. 02.06.11; опубл. 26.12.11, Бюл. № 24.

61. Пат. 63392. Україна, МПК B65G 33/00. Вертикальний гвинтовий змішувач-транспортер / Гевко І. Б.; заявник і власник патенту Тернопільський національний

технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 201102469; заявл. 02.03.11; опубл. 10.10.11, Бюл. № 19.

62. Пат. №77158. Україна, МПК F16D 7/06. Запобіжна кульково-роликів муфта / Гевко І. Б., Лотоцький Р. І.; заявник і власник патенту Гевко І. Б., Лотоцький Р. І. – № у 2012 10559; заявл. 07.09.2012.; опубл. 25.01.2013, Бюл. № 2.

*Праці конференцій та тези*

63. Гевко І. Б. Особливості дослідження гвинтових транспортно-технологічних систем машин / І. Б. Гевко // Тези доповіді на п'ятій науковій конференції ТДТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2001. – С. 37.

64. Гевко І. Б. До питання змішування сипких матеріалів / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець // Тези доповідей на шостому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. – Львів, 2003. – С. 84.

65. Гевко І. Обґрунтування імпульсних коливань у гвинтових класифікаторах / І. Гевко // Матеріали восьмої наукової конференції ТДТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2004. – С. 41.

66. Гевко І. Розширення технологічних можливостей гвинтових механізмів машин / І. Б. Гевко // Тези доповіді на дев'ятій науковій конференції ТДТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2005. – С. 12.

67. Гевко І. Б. Інструменти для заміру конструктивних параметрів гвинтових робочих органів / І. Б. Гевко, І. Я. Новосад, О. А. Колесник // Проблеми створення та технічної експлуатації машин і обладнання : тези 2-ої Всеукраїнської конференції-семінару докторантів, аспірантів та пошукувачів у галузі аграрної інженерії. – Кіровоград, 2007. – С. 10–11.

68. Гевко І. Класифікація і вибір гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І. Гевко // Матеріали дванадцятої наукової конференції ТДТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2008. – С. 30.

69. Гевко І. Б. Технологічні особливості формування гвинтових деталей / В. Б. Левенець, І. Б. Гевко // Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудівних галузей і транспорту : матеріали міжнародної науково-технічної конференції. – Севастополь, 2008. – С. 59–61.

70. Гевко І. Особливості конструкцій вертикальних гвинтових конвеєрів / І. Гевко // Матеріали всеукраїнської наукової конференції ТДТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2009. – С. 43.

71. Гевко І. Стенд для дослідження механічних запобіжних пристроїв / І. Гевко, І. Брошак, В. Сай // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 50-річчю заснування ТНТУ та 165-річчю з дня народження Івана Пулюя. – Тернопіль, 2010. – С. 135–136.

72. Гевко І. Установка для дослідження змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом / І. Гевко, Р. Любачівський // Матеріали п'ятнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2011. – С. 15.

73. Гевко І. Математична модель крутильних коливань шнека / І. Гевко // Матеріали шістнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2012. – С. 15.

## АНОТАЦІЯ

**Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів.** – Рукопис. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національний університет «Львівська політехніка». – Львів, 2013.

Дисертаційна робота присвячена важливій науково-технічній проблемі, яка полягає в розробленні науково-прикладних основ створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Для цього на основі механіко-математичних методів, а також розробленої методики структурного синтезу гвинтових механізмів з розподілом конструктивних ознак їх елементів на ієрархічні групи та підгрупи запропоновано методику вибору гвинтових транспортно-технологічних механізмів за чотирма параметрами: зведеною собівартістю, продуктивністю, якістю виконання процесу та запасом міцності з урахуванням динамічного навантаження слабшої ланки.

Проведено математичне моделювання характеру навантаження на шнек, виведено нелінійні диференціальні рівняння його поперечних і крутильних коливань, розроблено математичні моделі динамічних процесів роботи гвинтових механізмів. Реалізовано комплекс експериментальних досліджень для встановлення функціонально-експлуатаційних характеристик розроблених гвинтових механізмів і їх муфт з використанням розробленого стендового обладнання з автоматизованим електроприводом. Проведено багатокритеріальну оптимізацію параметрів гвинтових транспортно-технологічних механізмів і розроблено алгоритм їх проектування, що складається з дванадцяти основних етапів, який забезпечує вибір найраціональніших конструкцій для виконання визначених функціональних операцій. Результати досліджень впроваджені на виробничих підприємствах.

Ключові слова: синтез, математична та динамічна модель, шнек, гвинтовий транспортно-технологічний механізм, привод, запобіжна муфта, методика.

## АННОТАЦИЯ

**Гевко И.Б. Научно-прикладные основы создания винтовых транспортно-технологических механизмов.** – Рукопись. Диссертация на получение научной степени доктора технических наук за специальностью 05.02.02 – машиноведение. – Национальный университет «Львовская политехника». – Львов, 2013.

Диссертационная работа посвящена важной научно-технической проблеме, которая заключается в разработке научно-прикладных основ создания винтовых транспортно-технологических механизмов. Для этого на основе механико-математических методов, а также разработанной методики структурного синтеза винтовых механизмов с распределением конструктивных признаков их элементов на иерархические группы и подгруппы с учетом существенности влияния выбора этих признаков на достижение заданных критериев оценки предложена методика выбора винтовых транспортно-технологических механизмов за четырьмя параметрами: возведенной себестоимостью, производительностью, качеством выполнения процесса и запасом прочности с учетом динамической нагрузки более слабого звена.

Установлена взаимосвязь конструктивных характеристик винтовых механических систем и защитных механизмов от характера нагрузки и разработана



модель выбора предохранительных муфт винтовых транспортно-технологических механизмов за разработанной классификацией в зависимости от их функционального назначения.

Разработаны нелинейные математические модели поперечных и крутильных колебаний шнека, из которых установлены зависимости АЧХ от угловой скорости вращения, длины, продольной силы, физико-механических характеристик материалов, периодического возмущения (в том числе импульсного). Приведены особенности динамического процесса шнека, которые получили практическое приложение для расслоения материала путем его кратковременной эксплуатации в резонансной зоне с целью устранения «мертвых зон». Также проведено оценивание напряжений, которые предопределены поперечными колебаниями шнека.

Проведено математическое моделирование характера нагрузки на шнек и разработаны математические модели динамических процессов, которые возникают в работе винтового сепаратора с импульсными возмущениями рабочей среды и винтового транспортера-смесителя, выведено уравнение для расчета динамических моментов.

Согласно разработанной методики математического планирования эксперимента по плану полнофакторного эксперимента реализован комплекс экспериментальных исследований для установления функционально-эксплуатационных характеристик разработанных винтовых механизмов и их муфт с использованием разработанного стендового оборудования, в котором использовался автоматизированный привод с преобразователем частоты и персональным компьютером с соответствующим программным обеспечением.

Проведена многокритериальная оптимизация параметров винтовых транспортно-технологических механизмов за критериями трудоемкости выполнения сопутствующих технологических операций, энергозатратами и материалоемкостью, где за комплексный критерий принята сумма стоимостного эквивалента использованного ресурса. Основными параметрами оптимизации избрано восемь переменных: внешний диаметр желоба, относительный зазор между желобом и внешней кромкой шнека, тангенс угла подъема витка, коэффициент быстроходности, тангенс угла наклона конвейера, коэффициент соотношения внутреннего и внешнего диаметров спирали, толщину винтовой спирали и длину технологического конвейера. Целевая функция представлена энергоемкостью процесса смешивания в виде квадратного полинома, а на смену этих переменных параметров наложено 6 ограничений. На основе решений дифференциальных уравнений выведены аналитические зависимости для определения оптимальных параметров конкретных конструкций винтовых механизмов.

Разработаны инженерная методика и алгоритм проектирования винтовых транспортно-технологических механизмов, которые предусматривают проектирование и отбор самых рациональных конструкций для выполнения определенных функциональных операций согласно разработанных в диссертации принципов, которые предусматривают двенадцать основных этапов. Результаты исследований внедренные на производственных предприятиях.

Ключевые слова: синтез, математическая и динамическая модель, шнек, винтовой транспортно-технологический механизм, привод, предохранительная муфта, методика.

#### ANNOTATION

**Gevko I.B. Scientific-applied bases for creation of screw transporting-technological mechanisms.** – Manuscript. Dissertation is submitted for the scientific degree of doctor of engineering sciences in specialism 05.02.02 – mechanical engineering. - National University «Lviv Polytechnics». – Lviv, 2013.

Dissertation is devoted to the important scientific - technological problem which deals with the development of the scientific-applied bases of creation of screw transporting technological mechanisms. For this purpose, on the basis of mechanic-mathematic methods, as well as the developed method of structural synthesis of screw mechanisms with their structural elements features distributing on hierarchical groups and sub-groups, the method of screw transport technological mechanisms chose is offered according to four parameters: overall prime cost, productivity, quality of process operation and strength capacity taking into account the dynamic loading of the weakest link.

The mathematical design of the type of loading on the screw, is carried out. Nonlinear differential equations of its transversal and turning vibrations are deduced. Mathematical models of dynamic processes of the screw mechanisms operation are developed. The complex of experimental researches for establishment of functional operating characteristics of the developed screw mechanisms and their clutches taking advantage of the developed stand equipment with the automated electric drive was realized. Multicriterion optimization of the screw transporting technological mechanisms parameters is presented and the algorithm of their designing which consists of twelve basic stages was carried out which provides the choice of the most efficient constructions for fulfillment of functional operations. The results of investigation have already been applied in the national production.

Key words: synthesis, mathematical and dynamic model, screw, screw transporting technological mechanism, drive, safety clutch, method.