

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

ДУБИНЯК ТАРАС СТЕПАНОВИЧ

УДК 621.867.4

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПАРАМЕТРІВ
ЗАХИСНИХ МЕХАНІЗМІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2018

Дисертація на правах рукопису.

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

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор,
Гевко Іван Богданович,
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя, професор кафедри менеджменту у
виробничій сфері.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
Малащенко Володимир Олександрович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
завідувач кафедри технічної механіки та динаміки машин;

кандидат технічних наук, доцент,
Клендій Микола Богданович,
Відокремлений підрозділ Національного університету
біоресурсів і природокористування України
«Бережанський агротехнічний інститут»,
доцент кафедри загальноінженерної підготовки.

Захист відбудеться 07 червня 2018 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 58.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розіслано 04 травня 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

А.Є. Дячун

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Гвинтові конвеєри знайшли широке використання у різних галузях виробничої діяльності для переміщення сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. За даними досліджень їх питома вага у завантажувально-розвантажувальних операціях в окремих галузях економіки складає до 40%. Гнучкі гвинтові конвеєри (ГГК) широко використовуються у сільськогосподарському виробництві та будівництві, де є значна необхідність швидкої зміни трас перевантаження вантажів і часто існує утруднений доступ до місць завантаження та розвантаження матеріалів.

При їх експлуатації за рахунок нестабільності завантаження матеріалу та потрапляння сторонніх предметів часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих механізмів, особливо гнучких гвинтових робочих органів. Перевантаженням технологічного характеру можна запобігти при забезпеченні раціонального заповнення транспортним матеріалом міжвиткового простору шнека конвеєра, та вдосконалюючи механізми завантаження (бункери, живильники та насадки). Виникнення випадкових перевантажень важко передбачити і запобігти їм можна при застосуванні захисних механізмів. Тому, для забезпечення надійної роботи ГГК необхідно використовувати в конструкціях їх приводів ефективні запобіжні муфти. Відповідно актуальним є завдання розроблення нових конструкцій механізмів захисту ГГК, в тому числі запобіжних муфт, і, відповідно, теоретичне обґрунтування їх конструктивних і силових параметрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Роботу виконано відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя в рамках науково-дослідної держбюджетної теми ДІ 199-17 «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів» (№ державної реєстрації 0117U002246), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою».

Мета роботи і завдання дослідження. Мета роботи – підвищення ефективності функціонування гнучких гвинтових конвеєрів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів механізмів їх захисту.

Для досягнення мети в роботі поставлені і вирішені такі **завдання:**

- провести аналіз відомих конструкцій захисних пристроїв ГГК та результатів їх теоретичних і експериментальних досліджень, а також встановити основні проблеми та напрямки їх вирішення;

- виконати статичне дослідження пружно-запобіжної муфти (ПЗМ) ГГК та отримати аналітичні залежності для встановлення взаємозв'язку між силовими та конструктивними параметрами;

- розробити динамічну модель процесу роботи ПЗМ гнучкого гвинтового конвеєра з визначенням параметрів руху півмуфт при їх осьовому відведенні;

- розробити методику проведення досліджень, експериментальне устаткування та експериментальні моделі ПЗМ і завантажувально-захисної насадки (ЗЗН) для ГГК, що дозволить оцінити основні кінематичні та силові параметри при перевантаженні гнучкого гвинтового конвеєра;

- провести комплекс статичних і динамічних досліджень для визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи ПЗМ та ЗЗН;

- розробити інженерну методику проектування ПЗМ.

Об'єкт дослідження – процеси захисту гнучких гвинтових конвеєрів від перенавантажень, а саме пружно-запобіжна муфта та завантажувально-захисні насадки.

Предмет дослідження – механізми функціонування пружно-запобіжних муфт та завантажувально-захисних насадок при перевантаженні гнучких гвинтових конвеєрів, та закономірності взаємозв'язку їх конструктивних і кінематичних параметрів за функціональним призначенням.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проводились з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, основ конструювання деталей машин, а також сучасних методів математичного моделювання. Експериментальні дослідження здійснено за допомогою методів математичного планування експерименту з використанням комп'ютерної техніки і прикладного програмного забезпечення та стандартних методик із застосуванням спеціально спроектованого та виготовленого технологічного устаткування та інструменту.

Наукова новизна отриманих результатів:

- дістало подальший розвиток наукове обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра і отримані числові значення;

- вперше на основі виведених теоретичних залежностей для визначення силових параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра встановлено вплив зміни кута нахилу в елементах зачеплення півмуфт на зміну моменту її спрацювання та вплив демпферних елементів на процес тертя та з'єднання півмуфт і швидкодію їх розчеплення в процесі перевантаження;

- уточнено вплив основних параметрів на динаміку спрацювання пружно-запобіжної муфти в режимі перевантаження шнека гнучкого гвинтового конвеєра;

- вперше досліджено вплив зазорів у з'єднаннях на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра і встановлено вплив конструктивних і силових параметрів на динаміку механічної системи приводу гвинтового конвеєра.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено ПЗМ ГГК з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками, яка забезпечує плавний запуск шнека під час пуску приводу та зменшення (на 9-12%) динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження та ЗЗН ГГК з деформаційно-силовими характеристиками, яка при перевантаженні магістралі та розтягуванні гнучкого гвинтового робочого органу і його осьовому зміщенню в сторону насадки забезпечує часткове перекидання отворів просипання, зменшуючи, тим самим, завантаження конвеєра. Розроблено експериментальну установку та методику визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами ПЗМ ГГК,

а також її експлуатаційних характеристик. Отримано аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних і кінематичних параметрів ПЗМ і ЗЗН гнучкого гвинтового конвеєра.

Технічна новизна розробок захищена 7-ма деклараційними патентами України на корисні моделі. Пружно-запобіжні муфти, виготовлені на основі пат. України № 115032 та № 121360, знайшли застосування у конструкціях конвеєрів у ТДНТП «Промінь» та ТОВ «ОСП Корпорація Ватра». Сумарний економічний ефект від застосування склав 30438 грн. Окремі результати роботи використовуються в навчальному процесі при підготовці фахівців галузь знань 15 «Автоматизація та приладобудування» за спеціальністю 152 «Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка» при викладанні дисципліни «Методи і засоби вимірювання механічних величин» у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Основні положення дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно і опубліковано в одноосібних працях [4, 15]. У працях, опублікованих у співавторстві [1-3, 5-14, 16-18], здобувачеві належать: розрахунок конструктивно-силових параметрів запобіжних муфт [2, 3, 8, 9], динамічний розрахунок гвинтового конвеєра із запобіжними пристроями [1], дослідження впливу зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра [10], вдосконалення взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження [3, 7], розроблення конструкцій механізмів захисту гвинтових конвеєрів та їх дослідження [5, 6, 11-18].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались й обговорювались на: науково-практичних конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя у 2015-2017 рр.; Міжнародній молодіжній науково-технічній конференції (Суми, 2016 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича (Дніпро, 2017); Тринадцятому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2017); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування» (Тернопіль, 2017); Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (Кропивницький, 2017). Робота доповідалась й отримала позитивний відгук на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Публікації. Результати наукових досліджень викладено у 25 наукових працях, з них – 9 статей у фахових виданнях, 5 з них входять до міжнародних наукометричних баз даних: *WorldCat*, *Base*, *eLibrary*, *Google Scholar*, *Index Copernicus*, одна з яких – у наукометричній базі *Scopus*; 7 деклараційних патентів України на корисні моделі; 9 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел із 150 найменувань та 4 додатків. Загальний обсяг дисертації 193 сторінок, в тому числі 159 сторінок основного тексту, 70 рисунків, 8 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** подано загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми, визначено мету і задачі дослідження, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, наведено дані про їх апробацію, структуру та обсяг роботи.

У **першому розділі** проаналізовано перевантаження ГГК, які виникають в процесі роботи, та засоби їх захисту. Проведено аналіз конструкцій механізмів захисту гвинтових конвеєрів від перевантажень, до яких належать бункерні захисні решітки, завантажувально-захисні насадки, огорожуючі захисні елементи і пружні та запобіжні муфти. Для ефективного вибору захисних пристроїв у конструкціях ГГК вдосконалено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження.

Проведено аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень захисних механізмів ГГК. Значний внесок у формування наукових основ проектування й дослідження пружних і запобіжних муфт зробили такі вчені, як Д.М. Решетов, М.С. Комаров, В.К. Тепінкічєв, В.С. Поляков, О.А. Ряховський, І.Д. Барбаш, Е.М. Попов, В.О. Малащенко, Я.І. Єсипенко, А.Р. Паламаренко, С.Г. Афанасєв, С. К. Дьяченко, Б. І. Кіндрацький, Н.Ф. Кіркач, В.Т. Павлице, С.Г. Нагорняк, І.В. Луців, Гевко Б.М., Гевко І.Б., М.Г. Лопаткін, Е.Н. Ізотов, М.Н. Іванов та інші. Розроблено класифікацію захисних механізмів ГГК і проаналізовано основні вимоги, що висуваються до них.

На основі проведеного аналізу наукових літературних джерел та патентної інформації визначено наукові підходи та напрямки досліджень для вирішення поставлених в роботі задач.

У **другому розділі** наведено статичний силовий розрахунок ПЗМ ГГК. В основу запропонованої конструкції ПЗМ покладено конструкцію захисного механізму ГГК з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками, кінематичну схему якого представлено на рис. 1. ПЗМ являє собою ведучу півмуфту з лунками та ведену півмуфту з отворами, в яких по чергово розміщені елементи зачеплення (кульки і конічні стержні), що підпружинені пружиною стиску. Всередині веденої півмуфти розташовано пружний механізм з пружиною скручування, що забезпечує плавний пуск спіралі шляхом скручування пружини.

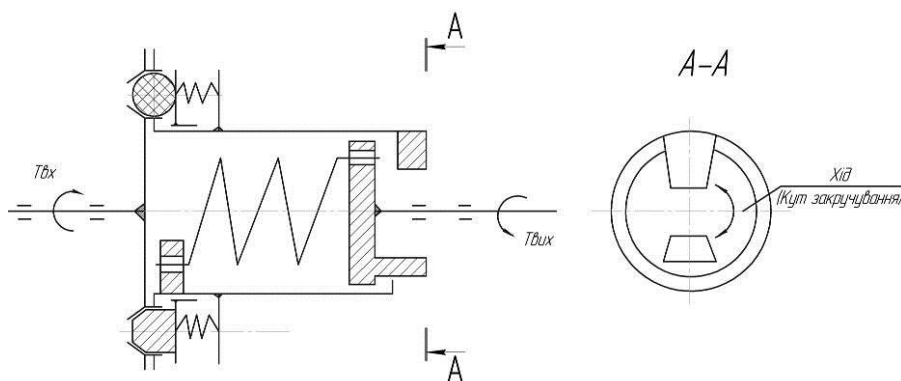


Рис. 1. Кінематична схема пружно-запобіжної муфти

ПЗМ може бути виготовлена з різними демпферними елементами: конічний стержень – метал, кулька – демпферний матеріал; конічний стержень – демпферний матеріал, кулька – метал. Схему для визначення умов роботи елементів зачеплення ПЗМ (кулька – лунка і конічний

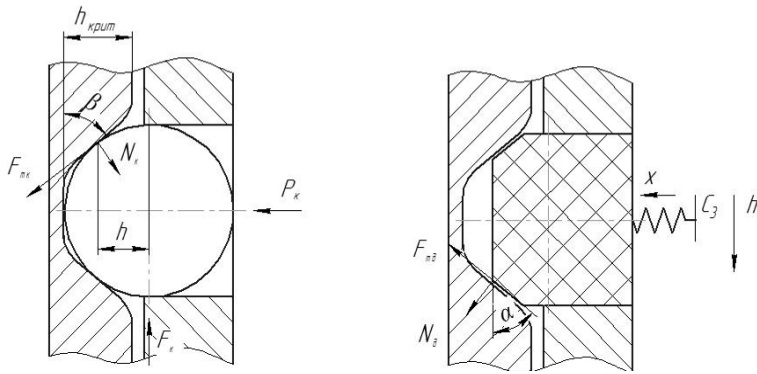


Рис. 2. Розрахункова схема елементів зачеплення

стержень (демпфер) – лунка) представлено на рисунку 2. При взаємодії кульки з лункою умова рівноваги записується системою рівнянь:

$$\begin{cases} P_{\kappa} - N_{\kappa} \cos \beta + F_{mk} \sin \beta = 0 \\ F_{\kappa} - N_{\kappa} \sin \beta - F_{mk} \cos \beta = 0 \\ F_{mk} = N_{\kappa} \cdot f_{mk} \end{cases} \quad (1)$$

У зонах контакту тіл кочення з поверхнями лунок виникають реакції F_{κ} , N_{κ} і, відповідно, сили пружини P_{κ} , сили тертя F_{mk} при відносному повороті півмуфти, β – кут нахилу лунки, f_{mk} – коефіцієнт тертя між кулькою та поверхнею лунки.

Під час перевантаження – перший випадок, повне відключення муфти проходить при переміщенні рухомої півмуфти в осьовому напрямку на величину $h_{\text{крит}}$, що враховує h – переміщення і r – величину радіуса заокруглення півмуфти.

Враховуючи профіль кулькового зачеплення, можна розглянути зміну величини моменту на наступних етапах спрацьовування муфти: на першому етапі переміщення рухомої півмуфти проходить на величину h' в межах від 0 до $(h'_{\text{крит}} - r(1 - \cos \beta))$, а на другому – до повного виходу кульок із зачеплення.

Розглянувши сили і врахувавши, де $\beta_1 = (90^\circ - \beta)$, встановлено, що на першому етапі спрацьовування муфти і перевантаження величина обертального моменту муфти при зміщенні рухомої півмуфти в осьовому напрямку на величину h' визначатиметься залежністю:

$$T = R_{\kappa} (C_4 \lambda_0 + C_4 h') / (tg(\beta_1 - \rho) - R_{\kappa} f_{\text{му}} \mu_{\text{му}} / R_{\text{ш}}), \quad (2)$$

де R_{κ} – радіус розміщення кульок, $R_{\text{ш}}$ – середній радіус розміщення шліців, $f_{\text{му}}$ – коефіцієнт тертя в шліцах, ρ – величина кута тертя елементів зачеплення, $\mu_{\text{му}}$ – коефіцієнти в'язкого тертя в шліцах.

У другому випадку – вихід із зачеплення тіл контакту, величину сили пружини P_{κ} можна виразити як $P_{\kappa} = C_4 \lambda_0 + C_4 h'$, з врахуванням жорсткості пружини C_4 і величиною її попереднього затиску λ_0 . Величина обертального моменту на другому етапі прийме вигляд:

$$T = \frac{F_{\kappa} [C_4 \lambda_0 + C_4 (h'_{\text{крит}} - y')]}{\frac{(r - y') - tg(2r \cdot y' - (y')^2)^{1/2}}{(2r \cdot y' - (y')^2)^{1/2} + tg \rho (r - y')} - \frac{R_{\kappa} f_{\text{му}} \mu_{\text{му}}}{R_{\text{ш}}}} \quad (3)$$

Величина y' виражається також через переміщення рухомої півмуфти $y' = y_{\max} - y$, де $y_{\max} = (h'_{\max \text{ крит}} - h'_{\max})$ – максимальна величина зачеплення кульки.

На рис. 3 представлено графіки зміни величини обертального моменту T залежно від переміщення рухомої півмуфти на величину h' в режимі спрацьовування ПЗМ при передачі моменту кульками та конічними стержнями.

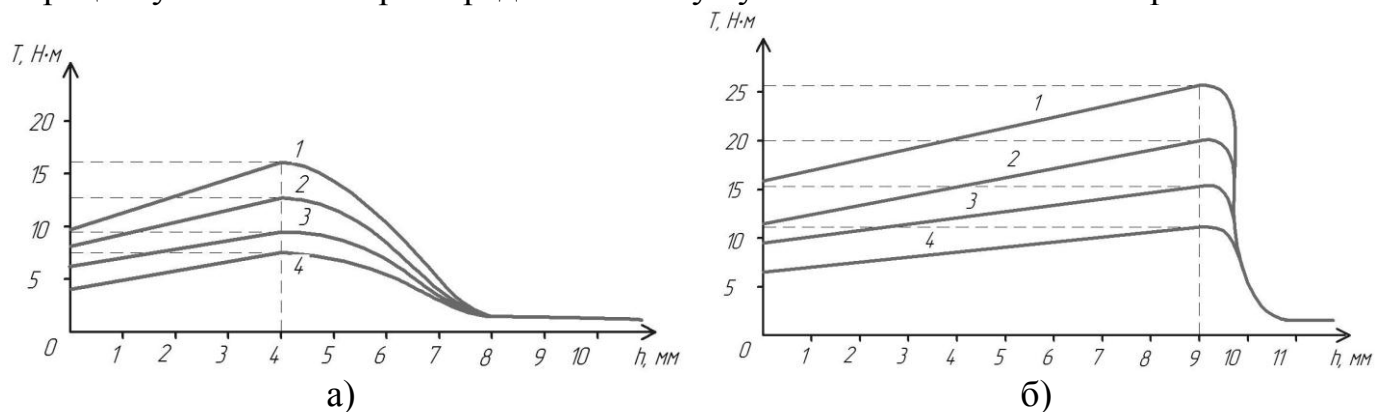


Рис. 3. Залежності зміни обертального моменту T від осевого переміщення рухомої півмуфти на величину h' при різних кутах нахилу лунок β_1 при передачі:

а) кульками; б) конічними стержнями: 1 – $\beta_1 = 45^\circ$; 2 – $\beta_1 = 50^\circ$; 3 – $\beta_1 = 55^\circ$; 4 – $\beta_1 = 60^\circ$

Встановлено, що граничний момент спрацьовування ПЗМ визначається за формулою (2) при максимальному переміщенні рухомої півмуфти на величину $h'_{\text{крит}}$. Зміна кута нахилу лунки в межах $60^\circ - 45^\circ$ призводить до збільшення моменту спрацьовування в 1,8 рази. Також слід відзначити, що використання конічних стержнів у якості елементів передачі обертального моменту збільшує граничний момент спрацьовування ПЗМ, проте їх конструктивно доцільно використовувати у якості демпферів, а кульки – у якості елементів передачі обертального моменту.

З метою визначення максимального обертального моменту ПЗМ при перевантаженні ГГК було розроблено відповідну динамічну модель (рис. 4). Дана модель є механічною системою, що складається з двох крутильних мас з моментами інерції I_1 та I_2 , з півмуфтами на кінцях. Півмуфта, вільно встановлена на валу веденої крутильної маси, підпружинена в осьовому напрямку пружиною жорсткістю c з попереднім стисненням δ_0 . При відсутності навантажень, що діють на дану механічну систему між веденою півмуфтою і пружиною, утворюється зазор (проміжок) S .

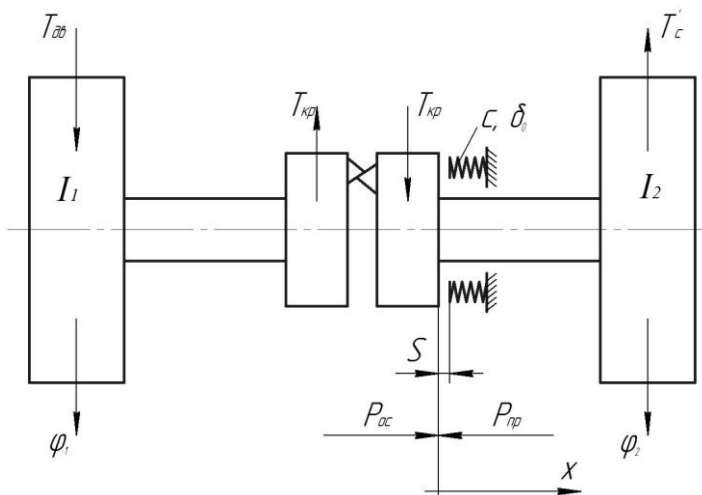


Рис. 4. Розрахункова схема гнучкого гвинтового конвеєра з ПЗМ

На ведучу півмуфту, жорстко з'єднану з крутильною масою 1, діє момент, створюваний двигуном $T_{\delta\delta}$, і момент, що передається муфтою $T_{кр}$. На ведену масу 2 діє момент опору руху, що створюється шнеком T_c , і момент, що передається муфтою $T_{кр}$. На рухому півмуфту діє осьова сила P_{oc} , а з боку веденої півмуфти сила пружності пружини P_{np} .

Рух механічної системи муфти здійснюється за умови $S \leq x \leq h_k$ та описується наступною системою рівнянь:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_{\delta\delta} - T_{кр}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_{кр} - T_c - T_m; \\ m \ddot{x} &= -c(\delta_0 + x - S) + \frac{2T_{кр}}{D} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right]; \\ x &= \frac{D}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} (\varphi_1 - \varphi_2); \quad \psi = \varphi_1 - \varphi_2, \end{aligned} \quad (4)$$

де D – середній діаметр розміщення конічних стержнів, α – кут нахилу робочих граней лунок, ρ_1 – кут тертя між конічними стержнями і лунками, d – діаметр вала, на якому встановлена рухома півмуфта, m – маса веденої півмуфти, f_1 – коефіцієнт тертя в шліцевому з'єднанні, h_k – максимальний хід веденої півмуфти (висота конічних стержнів), φ_1 – кут повороту крутильної маси 1; φ_2 – кут повороту крутильної маси 2.

У деякий момент часу t_1 до веденої ланки прикладений момент опору руху T_m , який змінюється в часі. Якщо припустити, що цей момент залежить від часу лінійно, тобто $T_m = k(t - t_1)$, де k – коефіцієнт пропорційності, тоді при $t \geq t_1$ і $x \leq h_k$ рух системи описується рівнянням.

$$\ddot{\psi} + \frac{chh_1}{I_{np}} \psi = \frac{ki_1}{I_{np}} t + \frac{T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1 - ch(\delta_0 - S) - ki_1 t_1}{I_{np}}. \quad (5)$$

Позначивши $I_{np} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} + mhh_1$, $\frac{chh_1}{I_{np}} = \omega^2$, і $\frac{T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1}{I_{np}} = \frac{ch(\delta_0 - S)}{I_{np}} = a_1$,

$$\frac{ki_1}{I_{np}} = a_2, \quad h_1 = \frac{D}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad h = \frac{D}{2 \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f_1 \right]}, \quad i_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2}, \quad i_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2},$$

знайдено рішення рівняння при початкових умовах $\psi|_{t=t_1} = \frac{a_1}{\omega^2}$, $\dot{\psi}|_{t=t_1} = 0$ у вигляді:

$$\psi = -\frac{a_2}{\omega^3} \sin[\omega(t - t_1)] + \frac{a_2}{\omega^2} (t - t_1) + \frac{a_1}{\omega^2}. \quad (6)$$

Рух за вказаним законом триватиме до виходу стержнів із зачеплення.

Система рівнянь, що описує процес ковзання конічних стержнів своїми неробочими поверхнями по лунках після контакту, де початкові умови визначаються в момент контакту, можна звести до рівняння:

$$\ddot{\psi} + \frac{ch_2h_3}{I_{np}^*} \psi = T_{\delta\delta} \frac{i_2}{I_{np}^*} + \frac{T_c}{I_{np}^*} i_1 + \frac{ki_1}{I_{np}^*} (t - t_1) + \frac{ch_3}{I_{np}^*} \left[\delta_0 - S + h_\kappa \left(1 - \frac{h_2}{h_1} \right) \right] \quad (7)$$

$$\text{де } I_{np}^* = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} + mh_2h_3, \quad h_2 = \frac{D}{2 \cdot \text{tg} \beta}, \quad h_3 = \frac{D}{2 \left[\text{tg}(\beta + \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right]}.$$

Ввівши позначення:

$$\omega_2^2 = \frac{ch_2h_3}{I_{np}^*}; \quad b_3 = \frac{k}{I_{np}^*} \cdot i_1; \quad a_3 = \frac{1}{I_{np}^*} \left\{ T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1 + ch_3 \left[\delta_0 - S + h_\kappa \left(1 + \frac{h_2}{h_1} \right) \right] \right\}, \quad (8)$$

і вирішивши диференціальне рівняння, отримано:

$$\psi = C_{40} \cdot \sin(\omega_2 t + \gamma_4) + \frac{b_3}{\omega_2^2} (t - t_1) + \frac{a_3}{\omega_2^2}. \quad (9)$$

Константи C_{40} і γ_4 визначають з початкових умов.

Рівняння (9) описує процес, поки на ведену півмуфту буде діяти сила пружності пружини P_{np} . Припинення дії пружини відбудеться при $x < S$.

Рівняння, яке описує рух системи після закінчення дії пружини, має вигляд:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_{np}^*} \left[T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1 + k(t - t_1) i_1 \right]. \quad (10)$$

З урахуванням прийнятого значення $a_4 = \frac{1}{I_{np}^*} (T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1)$, рішення цього диференціального рівняння має вигляд:

$$\psi = a_4 \frac{t^2}{2} + b_3 \frac{(t - t_1)^3}{6} + C_{41} t + C_{42}; \quad x = h_\kappa \left(1 + \frac{h_2}{h_1} \right) - h_2 \psi.$$

Константи C_{41} і C_{42} визначаються з початкових умов в момент часу, коли має місце припинення дії пружин, тобто при $x = S$.

Удар конічних стержнів своїми робочими поверхнями відбудеться при $x = 0$. Динамічні навантаження, що виникають при ударі конічних стержнів півмуфт робочими поверхнями призводять до підвищеного зносу поверхонь, що вдаряються і швидкого виходу муфт з ладу (скорочення терміну служби).

У момент удару статичні обертальні моменти в обох муфтах дорівнюють

$$\begin{aligned} T_{cm1} &= T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1 + ki_1 (t - t_1), \\ T_{cm2} &= T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_2 + ki_1 (t - t_1) + ch_3 \delta, \end{aligned} \quad (11)$$

де δ – попередній натяг пружини, яка регулює обертальний муфтою момент у веденій півмуфті.

Динамічне навантаження в свою чергу визначають з врахуванням динамічних коефіцієнтів при ударних динамічних навантаженнях, які пропорційні модулям швидкостей. Дослідження динаміки запропонованої ПЗМ дало можливість визначити осьові і кутові швидкості мас, що вдаряються в момент удару конічних стержнів їх робочими поверхнями і співвідношення динамічних ударних навантажень. На рис. 5 та рис. 6 наведені відповідно графічні залежності осьової і колової швидкості при ударі від кута нахилу неробочих граней β , співвідношення динамічних моментів T_{o1} / T_{o2} , від жорсткості пружини c . Встановлено, що запропонована ПЗМ дозволяє зменшити динамічні ударні навантаження в порівнянні з типовими на 10% – 15%.

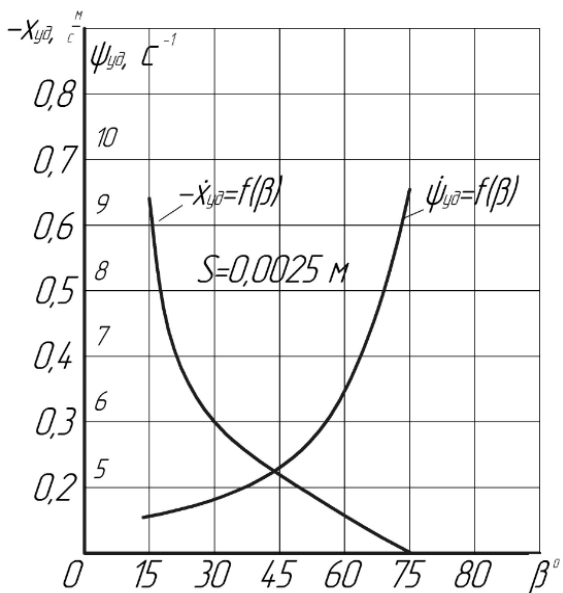


Рис. 5. Залежності осьової та колової швидкостей півмуфт від кута нахилу неробочих граней конічних стержнів та жорсткості пружини

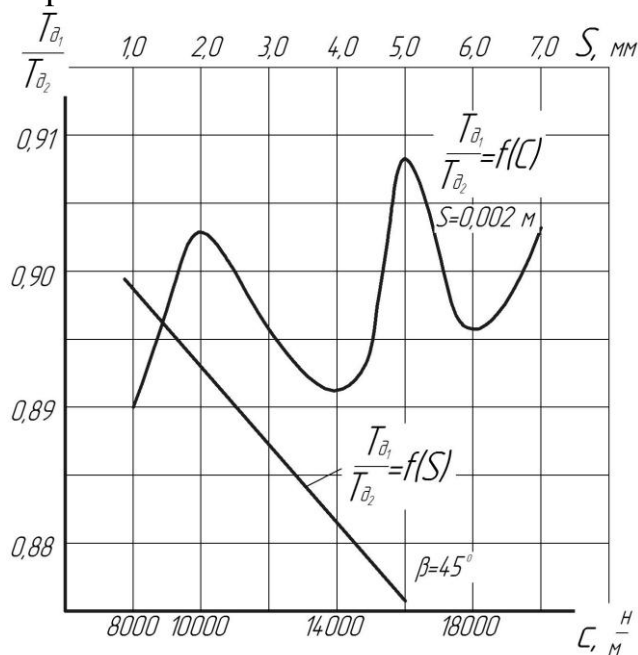


Рис. 6. Залежності динамічних моментів T_{o1} / T_{o2} при ударних динамічних навантаженнях від жорсткості пружини c , і зазору S

Зростання динамічності системи виникає при співударі металевих деталей приводу, як правило під час пуску чи зміні режимів приводу, що потрібно враховувати при силовому розрахунку. При обладнанні конвеєра запобіжною муфтою ударні сили виникають, як правило, у елементах зчеплення, а також у елементах приводу, зокрема з'єднаннях секційних елементів секційних гнучких шнеків. Враховуючи те, що час ударної взаємодії складає тисячні долі секунди, то для уникнення накладення ударного навантаження з робочим навантаженням для переміщення вантажу швидкохідними конвеєрами, необхідно щоб пружні елементи забезпечували мінімальне кутове зміщення $\Delta\phi$ веденої півмуфти з робочим органом з допомогою пружних елементів. Так, для робочих кутових швидкостей конвеєра біля $\omega = 80 \text{ c}^{-1}$ зміщення $\Delta\phi_k = \omega t_k$, (де t_k – часу контакту), яке повністю нівелює вплив наступних мас має становити біля $\Delta\phi_k = 0,18$ рад, тобто біля $\Delta\phi_k = 10^\circ$. При половинному значенні такого зміщення $\Delta\phi_k = 5^\circ$, вплив робочої маси, із врахуванням суперпозиції, незначно перевищуватиме навантаження від безударного динамічного руху.

Проведені дослідження показали, що час контакту практично не залежить від швидкості контактної зближення і, відповідно, $P_{ij \max}$ максимальна сила ударної взаємодії, в першому наближенні для осьових переміщень, буде прямо пропорційна швидкості контактної зближення:

$$P_{ij \max} = C_E m_i P_{прив} \Delta / m_{прив}, \quad (12)$$

де $C_E = (1 + k_{від}) / (\xi_{ij} t_k)$ – часовий параметр моделі, постійний для певної пари деталей в умовах ударної взаємодії. $k_{від}$ – коефіцієнт відновлення при ударі, $k_{від} = -|\bar{v}_{i+}| / |\bar{v}_{i-}|$, де \bar{v}_{i-} та \bar{v}_{i+} відповідно, швидкість зближення (до контакту) деталей з початковим зазором Δ , ξ_{ij} – коефіцієнт що враховує форму кривої $0,55 \leq \xi_{ij} \leq 0,7$. Для пружних тіл ξ_{ij} приймає менші значення із вказаного діапазону. t_k – час контакту. $P_{прив}$ та $m_{прив}$ – відповідно приведені до ударної зони контакту осьова сила (наприклад сила пружини, що діє на півмуфту чи сила, що діє на секційні елементи шнеку) при стаціонарному русі та маса рухомого елемента, що сприймає ударне навантаження (півмуфти чи рухомих складових приводу).

У випадку, якщо маса елемента j суттєво більша маси елемента i , $m_j > m_i$ то, згідно закону збереження імпульсу, i -ий елемент масою m_i при ударі змінює величину та напрям руху (відбивається від поверхні масивного елемента) і, відповідно, виконується співвідношення: $m_i(\bar{v}_{i-} - \bar{v}_{i+}) = -\bar{n}_i \cdot \int_0^{t_k} P_{ij} dt$, де \bar{n}_i – вектор нормалі до поверхні елемента j .

Для кутових переміщень, відповідно:

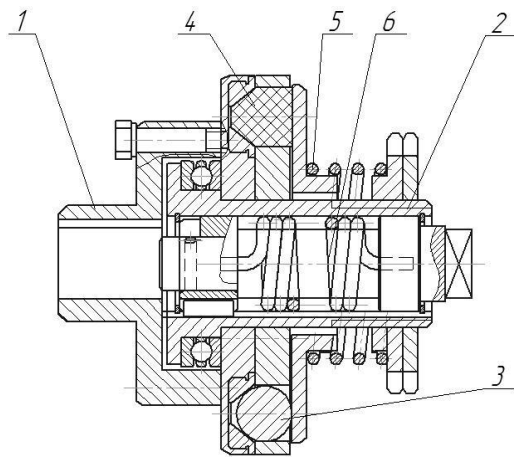
$$P_{ij \max} = 2C_E m_i T_{прив} \Delta \varphi / (D I_{прив i}), \quad (13)$$

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

За відомою максимальною силою ударної взаємодії та відомими залежностями визначаються максимальні контактні напруження в зоні контакту. Відповідно проводиться інженерний вибір матеріалу деталей спряження та їх розрахунок на довговічність. Результати дослідження показали, що конструктивними рішеннями, а саме зменшенням величини вільного пробігу півмуфти та зазорів у з'єднаннях, маси деталей, що піддаються ударним навантаженням та їх пружному зв'язку із гвинтовим робочими органами практично можна нівелювати вплив ударних навантажень на динаміку системи в цілому.

У третьому розділі розроблено програму, методику і наведено результати експериментальних досліджень ПЗМ та ЗЗН ГГК. На основі проведеного теоретичного дослідження спроектовано та виготовлено конструкцію ПЗМ ГГК (рис. 7) та ЗЗН ГГК (рис. 8).

Для проведення експериментальних випробувань розробленої ПЗМ ГГК і встановлення її характеристик виготовлено експериментальну установку (рис. 9).

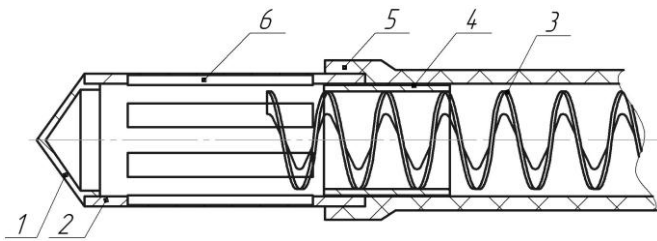


а)

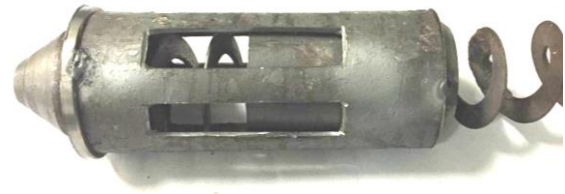


б)

Рис. 7. Пружно-запобіжна муфта: а) конструктивна схема: 1 – ведуча півмуфта, 2 – ведена півмуфта, 3 – елементи зачеплення, 4 – демпфувальні елементи, 5 – пружина стиску, 6 – пружний механізм муфти; б) загальний вигляд

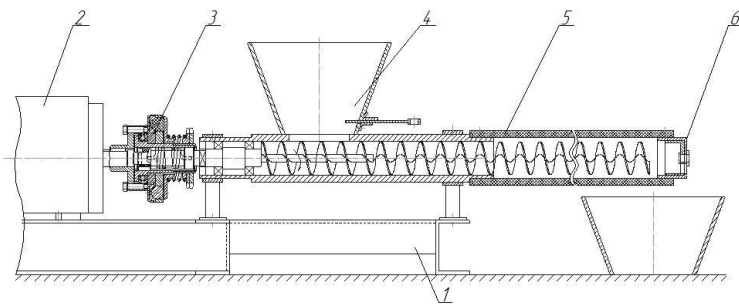


а)



б)

Рис. 8. Завантажувально-захисна насадка гнучкого гвинтового конвеєра: а) конструктивна схема: 1 – наконечник, 2 – насадка, 3 – спіраль, 4 – втулка, 5 – кожух, 6 – отвори просипання; б) загальний вигляд



а)



б)

Рис. 9. Експериментальна установка: а) конструктивна схема; б) загальний вигляд; 1 – опора, 2 – електродвигун, 3 – досліджувана ПЗМ, 4 – бункер, 5 – патрубок зі шнеком, 6 – вивантажувальний отвір, 7 – монітор, 8 – перетворювач частоти

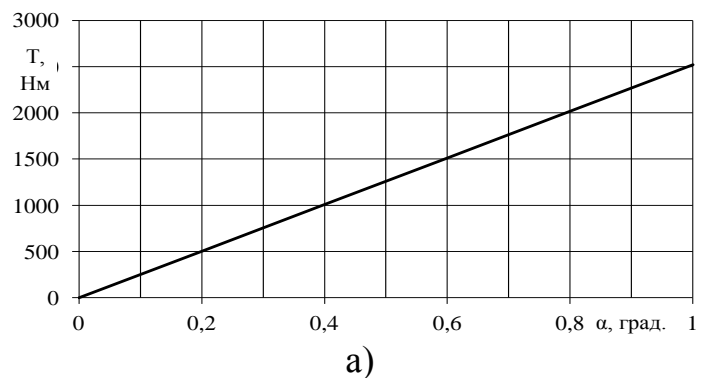
При проведенні експериментальних досліджень ПЗМ обертальний момент з електродвигуна 2 через досліджувану муфту 3 передавався на шнек ГГК, яким сипкий матеріал, що потрапляв з бункера 4 до патрубку 5, транспортувався до регульованого вивантажувального отвору 6. Регулюванням вивантаженням матеріалу створювалось додаткове навантаження на шнек, і, відповідно, на досліджувану муфту. Для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання використовувався перетворювач частоти і програмне забезпечення Power Suite

v.2.5.0, а дані про зміну обертового моменту та потужності двигуна в часі отримувались у вікні програми Power Suite v.2.5.0 на дисплеї монітора.

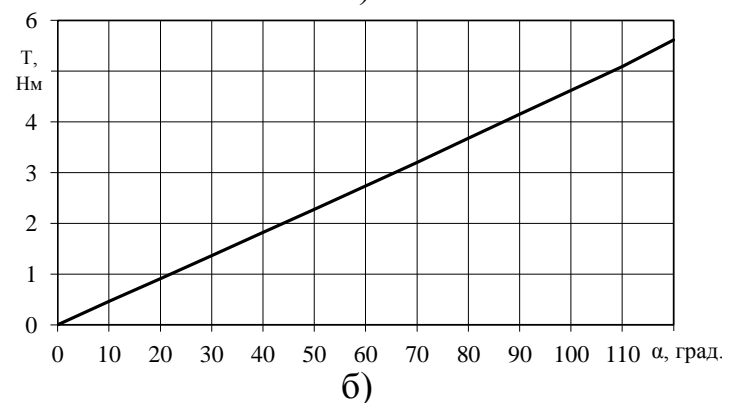
Методикою експериментальних досліджень передбачалось проведення статичних експериментальних досліджень крутильної жорсткості пружини механізму плавного пуску ПЗМ та спіралі експериментальної установки з метою встановлення взаємозв'язку між їх деформаційно-силовими та конструктивними параметрами. В результаті експериментальних досліджень на дослідній машині КМ-50-1 (рис. 10) було встановлено, що крутильна жорсткість пружини механізму плавного пуску ПЗМ ГГК (рис. 11) є значно нижчою, аніж крутильна жорсткість спіралі дослідної установки, що є необхідним для ефективної роботи ПЗМ і забезпечення плавного запуску шнека у момент пуску.



Рис. 10. Дослідна машина КМ-50-1 з досліджуваною пружиною механізму плавного пуску ПЗМ ГГК



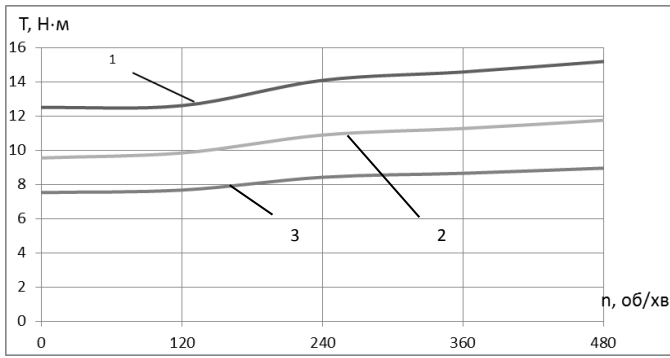
а)



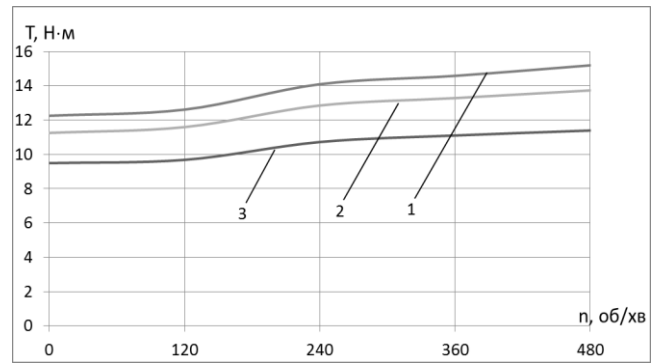
б)

Рис. 11. Залежність кута закручування α від величини крутного моменту T для: а) спіралі ($l_1 = 150$ мм; $h_3 = 3$ мм; $D_2 = 68$ мм; $b_c = 16$ мм); б) пружини механізму плавного пуску ПЗМ ($l_2 = 48$ мм; $D_0 = 32,5$ мм; $d_1 = 4$ мм)

При проведення експериментальних досліджень ПЗМ ГГК візуально чітко спостерігався при запуску привода сповільнений запуск шнека, за рахунок скручування пружини пружного механізму ПЗМ. Також при перевантаженнях і загалом при роботі ГГК пружина скручування постійно виконувала демпфуючу функцію за рахунок скручування-розкручування. Встановлено, що пружні властивості муфти дозволяють в значній мірі компенсувати виникаючі у шнеку навантаження, а у випадку значного перевантаження шнека і його аварійної зупинки проходить розчеплення півмуфт. На рис. 12 наведено результати експериментальних досліджень передачі максимального обертового моменту ПЗМ ГГК, а на рис. 13 представлено графічні залежності коефіцієнта динамічності K_d досліджуваної ПЗМ.

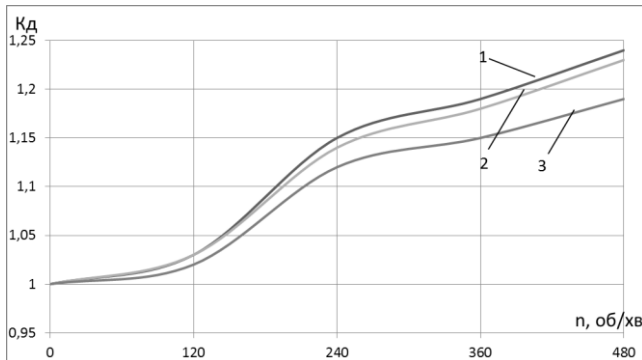


а)

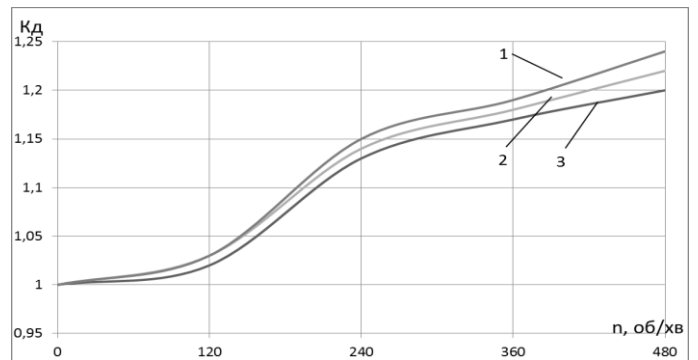


б)

Рис. 12. Залежність передачі максимального обертового моменту T від: частоти обертання n ПЗМ при: а) $C = 16$ Н/мм для: 1 – $\alpha = 50^\circ$; 2 – $\alpha = 55^\circ$; 3 – $\alpha = 60^\circ$; б) $\alpha = 50^\circ$ для: 1 – $C = 15,6$ Н/мм; 2 – $C = 14,7$ Н/мм; 3 – $C = 12,4$ Н/мм



а)



б)

Рис. 13. Залежність коефіцієнта динамічності K_d ПЗМ від частоти обертання n при: а) $C = 15,6$ Н/мм для: 1 – $\alpha = 50^\circ$; 2 – $\alpha = 55^\circ$; 3 – $\alpha = 60^\circ$; б) $\alpha = 50^\circ$ для: 1 – $C = 15,6$ Н/мм; 2 – $C = 14,3$ Н/мм; 3 – $C = 12,1$ Н/мм

У результаті проведених експериментальних досліджень ПЗМ ГГК встановлено, що коефіцієнт динамічності ПЗМ залежить від частоти обертання муфти і прямопропорційно зростає при зростанні швидкості обертання. Коливання коефіцієнту динамічності залежить від моменту опору і вищі показники ($K_d = 1,15$ при швидкості 240 об/хв.; $K_d = 1,21$ при швидкості 360 об/хв.; $K_d = 1,24$ при швидкості 480 об/хв.) притаманні режиму буксування при більших обертових моментах. Загалом коефіцієнт динамічності досліджуваної ПЗМ, у порівнянні з варіантом традиційної запобіжної муфти, є меншим в 1,21-1,29 рази. Коефіцієнт точності спрацювання ПЗМ ГГК K_T коливається в межах 1,16-1,23.

У розділі наведено результати експериментальних досліджень з визначення зміни обертового моменту спрацювання ПЗМ ГГК за повнофакторним експериментом. Отримано регресійні рівняння для визначення впливу зміни обертового моменту ПЗМ від частоти обертання n ($0 \leq n \leq 480$ об/хв.), кута нахилу елементів зачеплення муфти α ($50^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$) і жорсткості пружини стиску C ($12,1 \leq C \leq 16,5$ Н):

$$T_{(n,\alpha,C)} = 85,524 + 1,226 \cdot 10^{-2} n - 2,693 \alpha + 0,645 \cdot C - 2,35 \cdot 10^{-4} n \alpha + 3,125 \cdot 10^{-4} n C - 2,518 \cdot 10^{-2} \alpha C + 2,356 \cdot 10^{-2} \alpha^2 + 4,773 \cdot 10^{-2} C^2. \quad (14)$$

На рис. 14 зображено поверхні відгуку залежності зміни передачі максимального обертового моменту ПЗМ при зазначених вище конструктивних параметрах. Згідно проведеного аналізу можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертового моменту, є фактори α і C і комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора n призводить до незначного збільшення величини передачі максимального обертового моменту. Тому для збільшення величини передачі максимального обертового моменту ПМЗ необхідно збільшувати жорсткість пружини і зменшувати кут нахилу лунок. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становить 2,7% – 11,4%.

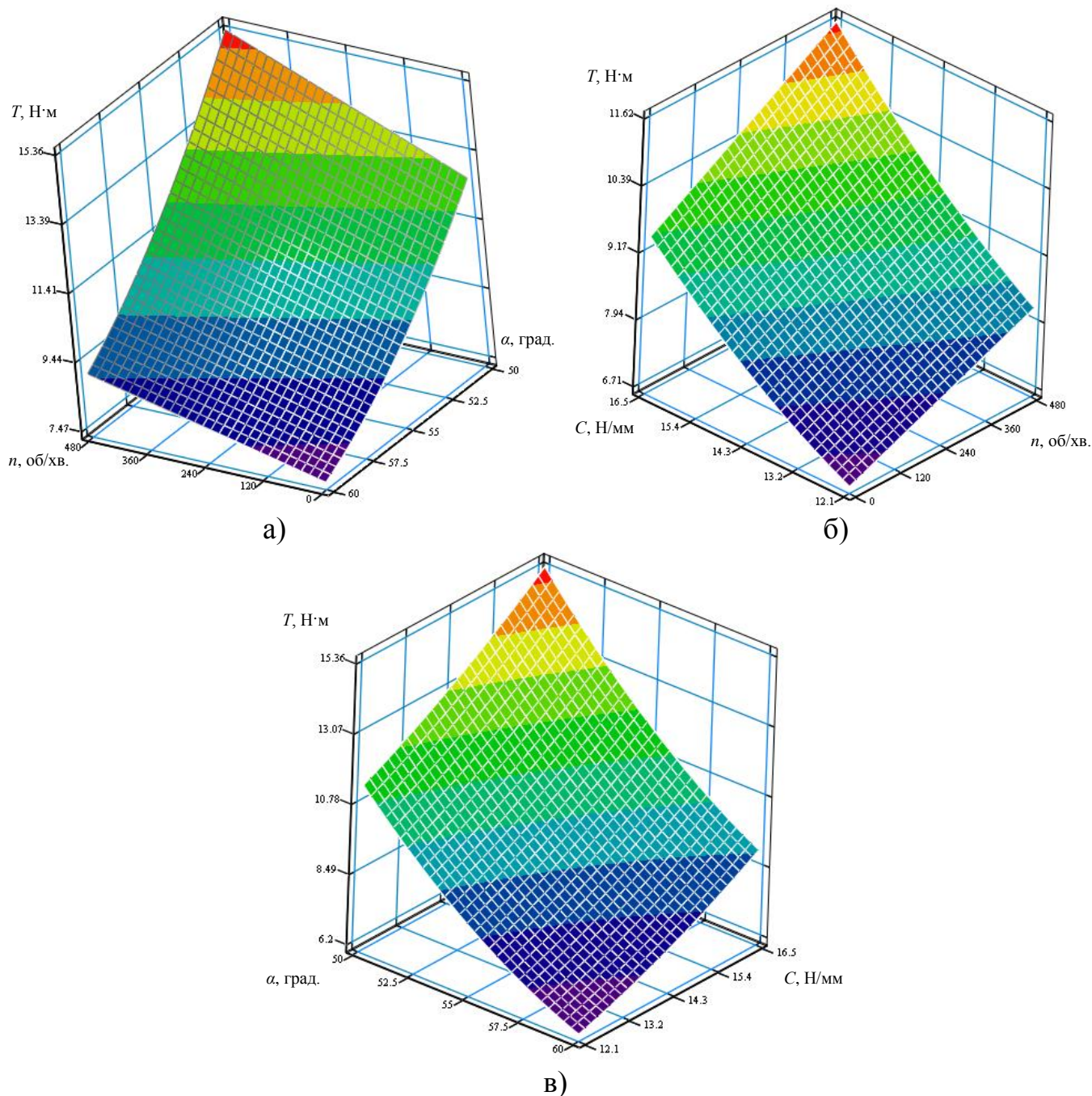


Рис. 14. Поверхні відгуку залежностей зміни передачі максимального обертового моменту ПЗМ при: а) $C = 16,5 \text{ Н}/\text{мм}$; б) $\alpha = 55$ град.; в) $n = 480$ об/хв

Для розрахунку конструктивних параметрів ЗЗН в результаті статичних досліджень було експериментально встановлено взаємозв'язок між деформаційно-силовими та конструктивними параметрами спіралі ГГК. Для цього проводились дослідження, які передбачали визначення довжини видовження шнекової спіралі під дією вантажу (рис. 15). За результатами досліджень встановлено, що величина відносного видовження спіралі ГГК (рис. 16) є прямолінійною, і якщо даний тип насадки використовувати на практиці, то вона буде ефективно регулювати зазори просипання, забезпечуючи захист ГГК від перевантажень.



Рис. 15. Загальний вигляд навантаженої спіралі

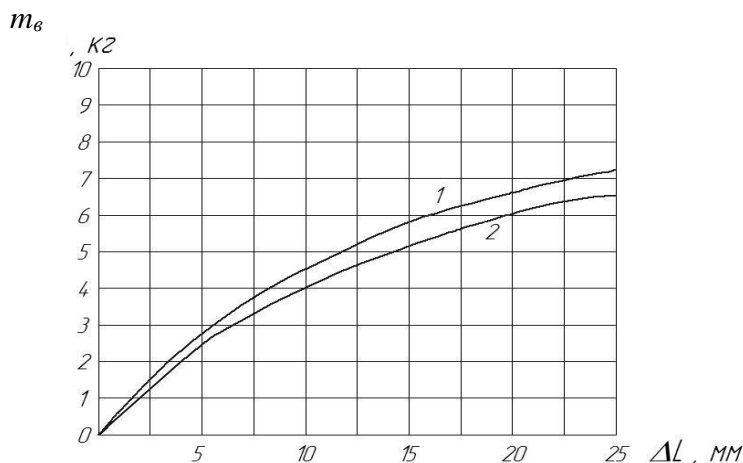


Рис. 16. Залежність величини відносного видовження спіралі ΔL від маси прикладеного вантажу m_e при діаметрі спіралі: 1 – $D_2 = 68$ мм; 2 – $D_2 = 98$ мм

Встановлено, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри насадок слід підбирати індивідуально.

У четвертому розділі розроблено інженерну методику проектування ПЗМ ГГК, яка передбачає використання загальновідомих формул конструктивно-силового розрахунку деталей машин. Для практичного використання при підборі основних конструктивних параметрів ПЗМ залежно від величини максимально допустимого обертального моменту муфти проведено його розрахунок від різних конструктивних елементів, результати якого представлено в таблиці 1.

Таблиця 1

Залежність обертального моменту $T_{кр}$ від різних конструктивних параметрів ПЗМ

| D , мм | 90 | | | | | | | | | | | |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|
| α , град. | 45 | | | 50 | | | 55 | | | 60 | | |
| C , Н/мм | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 |
| $T_{кр}$, Нм | 40,08 | 46,76 | 53,44 | 18,56 | 21,65 | 24,74 | 11,36 | 13,25 | 15,15 | 7,7 | 10,27 | 11,73 |
| D , мм | 100 | | | | | | | | | | | |
| α , град. | 45 | | | 50 | | | 55 | | | 60 | | |
| C , Н/мм | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 |
| $T_{кр}$, Нм | 44,53 | 51,62 | 59,37 | 20,6 | 24,05 | 27,49 | 12,62 | 14,72 | 16,83 | 8,55 | 11,41 | 13,03 |
| D , мм | 110 | | | | | | | | | | | |
| α , град. | 45 | | | 50 | | | 55 | | | 60 | | |
| C , Н/мм | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 | 12 | 14 | 16 |
| $T_{кр}$, Нм | 48,99 | 57,05 | 65,2 | 22,64 | 26,41 | 30,18 | 13,86 | 16,17 | 18,48 | 9,39 | 12,53 | 14,31 |

D – діаметр розташування елементів зачеплення, мм; α – кут нахилу лунок під елементи зачеплення, град;
 C – жорсткість пружини стискування, Н/мм; $T_{кр}$ – обертальний момент, Нм

Також розроблено методику конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску ПЗМ ГГК, згідно якої його проектування проводиться в наступній послідовності: проводиться розрахунок параметрів пружини; виконується розрахунок шпонки; здійснюється розрахунок штифта. Для практичного ефективного застосування при підборі циліндричної пружини кручення для розробленого механізму плавного пуску (при куті закручування пружини на 110^0) проведено розрахунок крутного моменту $T_{кр}$ від різних конструктивних параметрів пружини кручення (табл. 2).

Таблиця 2

Залежність обертального моменту $T_{кр}$ від різних конструктивних параметрів пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ ГГК для Сталь 60С2А
ГОСТ 14963-69

| | | | | | | | | | | | | |
|---|------|------|------|------|------|------|-------|------|------|-------|-------|-------|
| D_0 , мм | 24 | | | | | | | | | | | |
| d_1 , мм | 3 | | | 4 | | | 4,5 | | | 5 | | |
| n_1 , шт. | 9 | 11 | 13 | 9 | 11 | 13 | 9 | 11 | 13 | 9 | 11 | 13 |
| $T_{кр}$, Нм | 2,25 | 1,84 | 1,56 | 7,1 | 5,81 | 4,92 | 11,38 | 9,31 | 7,88 | 17,35 | 14,2 | 12,01 |
| D_0 , мм | 28,5 | | | | | | | | | | | |
| d_1 , мм | 3 | | | 4 | | | 4,5 | | | 5 | | |
| n_1 , шт. | 11 | 13 | 9 | 11 | 11 | 13 | 9 | 11 | 11 | 13 | 9 | 11 |
| $T_{кр}$, Нм | 1,89 | 1,55 | 1,31 | 5,95 | 4,87 | 4,12 | 9,59 | 7,84 | 6,64 | 14,61 | 11,95 | 10,11 |
| D_0 , мм | 32 | | | | | | | | | | | |
| d_1 , мм | 3 | | | 4 | | | 4,5 | | | 5 | | |
| n_1 , шт. | 11 | 13 | 9 | 11 | 11 | 13 | 9 | 11 | 11 | 13 | 9 | 11 |
| $T_{кр}$, Нм | 1,68 | 1,24 | 1,05 | 5,33 | 4,36 | 3,69 | 8,54 | 6,98 | 5,91 | 13,01 | 10,65 | 9,1 |
| D_0 – середній діаметр пружини, мм; d_1 – діаметр дроту пружини, мм; n_1 – кількість робочих витків пружини, шт.; $T_{кр}$ – крутний момент, Нм | | | | | | | | | | | | |

Для ефективного підбору циліндричної пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ слід розраховувати кут закручування гнучкого гвинтового робочого органу ГГК, який для забезпечення його плавного запуску при пуску конвеєра повинен володіти як мінімум удвічі вищою крутильною жорсткістю у порівнянні з крутильною жорсткістю механізму плавного пуску ПЗМ. З цією метою було виконано конструктивно-силовий розрахунок параметрів спіралі шнека досліджуваного ГГК (довжина шнека $L = 4$ м, переріз витка спіралі $b_c \times h_3 = 16 \times 3$ мм, зовнішнім діаметр шнека $D_2 = 68$ мм; крок $t_{крок} = 48$ мм), який показав, що його крутильна жорсткість практично завжди буде набагато більшою за крутильну жорсткість механізму плавного пуску ПЗМ, а тому при розрахунку механізму плавного пуску ПМЗ її визначати недоцільно.

У розділі представлено інженерну методику розрахунку ЗЗН ГГК. Отримано залежності для визначення параметрів різних видів отворів просипання (круглих, квадратних, прямокутних) ЗЗН для різних типів ГГК. Для практичного використання при підборі основних конструктивних параметрів ЗЗН в залежності від величини раціонального потрапляння сипкого вантажу до магістралі ГГК та її захисту від потрапляння до неї сторонніх габаритних кускових предметів і з врахуванням обмежень щодо технологічного забивання магістралі встановлено конструктивні параметри прямокутних отворів просипання (табл. 3).

Таблиця 3

Конструктивні параметри отворів просипання завантажувально-захисної насадки

| D_n , мм | 70 | | | 100 | | | 130 | | |
|------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| b_n , мм | 20 | 30 | 40 | 20 | 30 | 40 | 20 | 30 | 40 |
| L_n , мм | 300 | 250 | 200 | 350 | 300 | 250 | 400 | 350 | 300 |

D_n – діаметр насадки, мм; b_n – ширина отвору просипання насадки, мм; L_n – довжина отвору просипання насадки, мм

Також у розділі представлено цілий ряд перспективних розробок механізмів захисту ГГК, які захищені 7-ма деклараційними патентами на корисні моделі, і проведено обґрунтування економічної ефективності від їх застосування в конструкціях ГГК. Запропоновано формулу, за якою можна визначити доцільність використання механізмів захисту в конструкціях ГГК. Запатентовані ПЗМ знайшли застосування у конструкціях конвеєрів у Тернопільському державному науково-технічному підприємстві «Промінь» та ТОВ «ОСП Корпорація Ватра» і сумарний економічний ефект від її застосування склав 30438 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації вирішена науково-прикладна задача, яка полягає у підвищенні ефективності функціонування гнучких гвинтових конвеєрів за рахунок забезпечення адекватного захисту їх гнучких гвинтових робочих органів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів пружно-запобіжної муфти з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками та завантажувально-захисної насадки. При цьому:

1. На основі проведеного статичного силового розрахунку запропонованих запобіжних механізмів ГГК виведено аналітичні залежності зміни обертового моменту в залежності від провертання півмуфт і встановлено величини граничних моментів спрацювання ПЗМ. Встановлено, що зміна кута нахилу в елементах зачеплення півмуфт в межах від 60° до 30° призводить до збільшення моменту спрацювання в 1,8 рази. Введення в конструкцію ПЗМ демпферних елементів забезпечує суттєвий вплив на процес в'язкого тертя, з'єднання півмуфт і швидкодію їх розчеплення в процесі перевантаження. Використання в конструкції захисного механізму пружного елемента з пружно-компенсуючими властивостями забезпечує плавний пуск гнучкого гвинтового робочого органу шляхом скручування пружини деформації пружного механізму.

2. В результаті динамічних розрахунків гнучкого гвинтового конвеєра із запобіжними елементами у вигляді муфт виведено аналітичні і побудовано графічні залежності впливу конструктивних характеристик запропонованих пристроїв на динамічні ударні навантаження. Встановлено, що ці характеристики сприяють зменшенню динамічних ударних навантажень на 9% – 12%. Також виявлено підвищення точності автоматичного відновлення з'єднання півмуфт при знятті перевантажень.

3. Результати досліджень впливу зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра показують, що такими конструктивними рішеннями, як зменшення величин пробігу півмуфти та зазорів у з'єднаннях, а також маси деталей, що піддаються ударним навантаженням, та їх пружному зв'язку із робочими

органами гвинтового конвеєра, практично можна нівелювати вплив ударних навантажень на динаміку механічної системи привода в цілому.

4. Розроблено і виготовлено конструкції пружно-запобіжної муфти та завантажувально-захисної насадки ГГК, а також експериментальне обладнання для проведення досліджень пружно-запобіжної муфти ГГК з використанням перетворювача частоти серії Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0, що дозволило провести комплекс експериментальних досліджень.

5. В результаті проведених експериментальних досліджень ПЗМ ГГК встановлено, що коефіцієнт її динамічності залежить від частоти обертання муфти і прямопропорційно зростає при зростанні швидкості обертання. Так коефіцієнт динамічності K_d (для пружини з жорсткістю $C = 16$ Н/мм) при швидкості 240 об/хв. становить 1,12-1,15; при швидкості 360 об/хв. становить 1,15-1,19; при швидкості 480 об/хв. – $K_d = 1,19-1,24$. Коливання коефіцієнту динамічності залежить від моменту опору і вищі показники ($K_d = 1,15$ при швидкості 240 об/хв.; $K_d = 1,21$ при швидкості 360 об/хв.; $K_d = 1,24$ при швидкості 480 об/хв.) притаманні режиму буксування при більших обертальних моментах.

6. Доведено, що коефіцієнт динамічності досліджуваної ПЗМ, у порівнянні з варіантом запобіжної муфти з елементами зачеплення конічні стержні (метал) – лунки без пружиною скручування, є меншим в 1,21-1,29 рази. Коефіцієнт точності спрацювання ПЗМ ГГК K_T коливається в межах 1,16-1,23.

7. На основі проведеного багатofакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу частоти обертання n , кута нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткості пружини стиску C на величину передачі максимального обертального моменту муфтою. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: 0 об/хв. $< n < 480$ об/хв.; $50 < \alpha < 60^\circ$; $2,1$ Н/мм $< C < 16,5$ Н/мм. Згідно проведеного аналізу регресійної залежності можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертального моменту ПЗМ, є кут нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткість пружини стиску C і комбінації цих факторів. Збільшення частоти обертання n призводить до незначного збільшення величини передачі максимального обертального моменту, причому для збільшення величини передачі максимального обертального моменту ПЗМ необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становить 2,7% – 11,4%.

8. За результатами досліджень встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі ГГК є стабільною і незначною, і якщо розроблену завантажувально-захисну насадку використовувати на практиці, то вона буде ефективно регулювати зазори просипання до завантажувальних магістралей ГГК. Також можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри розробленої завантажувально-захисної насадки слід підбирати індивідуально.

9. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування ПЗМ та її пружного механізму і складено блок-схему розрахунку ПЗМ. Представлено у вигляді

табличних даних результати розрахунків залежності крутного моменту від різних конструктивних параметрів пружини кручення механізму плавного пуску та запобіжного механізму ПЗМ ГГК. Розроблені конструкції ПЗМ та інших видів муфт і завантажувально-захисних насадок ГГК захищені 7-ма деклараційними патентами на корисні моделі, а пружно-запобіжні муфти, виготовлені на основі пат. України № 115032 та № 121360, знайшли застосування у конструкціях конвеєрів у ТДНТП «Промінь» та ТОВ «ОСП Корпорація Ватра». Сумарний економічний ефект від їх застосування склав 30438 грн.

ОСНОВНІ ОПУБЛІКОВАНІ ПРАЦІ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Фахові видання та публікації в закордонних збірниках

1. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches / I.V. Lutsiv, Iv.B. Nevko, O.L. Lyashuk, T.S. Dubynyak // INMATEH – Agricultural Engineering. Polytechnic University of Bucharest. – Bucharest, 2017. – Vol. 51, № 1. – P. 69 – 76. *(Автором виведені залежності силових та динамічних параметрів запобіжних муфт. Входить до наукометричної бази Scopus).*

Публікації у фахових виданнях

2. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / Ів.Б. Гевко, Ю.Є. Паливода, О.П. Скиба, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2016. – № 3 (75). – С. 257 – 266. *(Автором вдосконалено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження).*

3. Визначення параметрів піднімально-транспортної лебідок з використанням фрикційної запобіжної муфти / Б.М. Гевко, Р.В. Комар, С.Л. Мельничук, Т.С. Дубиняк // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2016. – № 53. – С. 32 – 36. *(Автором приведена конструкція конусної фрикційної і запобіжної муфти, досліджено характеристики піднімально-транспортних лебідок).*

4. Дубиняк Т.С. Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / Т.С. Дубиняк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2017. – № 2 (80). Том 2. – С. 43 – 48. *(Входить до наукометричної бази WorldCat; Base; eLibrary, Google Scholar).*

5. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // «Перспективні технології та прилади». – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – № 10 (1). – С. 115 – 121. *(Автором з метою захисту шнеків від поломок розроблено цілий ряд пружно-запобіжних муфт. Входить до наукометричної бази Google Scholar).*

6. Обґрунтування параметрів гідравлічної запобіжної муфти / Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2017. – № 57. – С. 128 – 133. *(Автором запропоновано конструкцію*

гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, розроблено теоретичні передумови проектування запобіжної муфти).

7. Результати експериментальних досліджень обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк, 2017. – Вип. 38. – С. 105 – 113. *(Автором виведено рівняння регресії передачі максимального обертального моменту).*

8. Defining parameters of elastic-safety clutches for screw conveyers = Визначення параметрів пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, О.С. Манзій // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2017. – № 3 (87). – С. 74 – 82. *(Автором обґрунтовано конструкції пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів, які окрім запобіжних дозволяють за рахунок демпфувальних і пружних властивостей забезпечувати плавний запуск шнека гвинтового конвеєра. Входить до наукометричної бази Index Copernicus).*

9. Substantiation of the parameters of hydraulic overload clutch = Обґрунтування параметрів гідравлічної запобіжної муфти / Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2017. – № 2 (86). – С. 59 – 66. *(Автором наведено конструкцію гідравлічної запобіжної муфти, виведено аналітичні залежності крутного моменту залежно від силових і конструктивних параметрів. Входить до наукометричної бази Index Copernicus).*

Тези конференцій та семінари

10. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєрів / Л.Р. Рогатинська, Т.С. Дубиняк, Ю.А. Заставний, П.О. Леськів // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій»: 16 – 17 листопада 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 159 – 160. *(Автором проаналізовано вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу).*

11. Гевко Ів. Взаємозв'язок конструктивних елементів гвинтових механізмів з характером навантаження / Ів. Гевко, Т. Дубиняк // Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 25 – 26 листопада 2015 р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – Т. I. – С. 260 – 261. *(Автором досліджено взаємозв'язок конструктивних елементів гвинтових механізмів з характером навантаження).*

12. Гевко Ів. Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Ів. Гевко, Т. Дубиняк // Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 17 листопада 2016 р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 148. *(Автором розроблена пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра).*

13. Гевко Ів.Б. Експериментальна установка для дослідження приводу гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою / Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк,

В.З. Гудь // Всеукраїнська науково-технічна конференція «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича: 11 – 13 квітня 2017р.: тези доп. – Дніпро, 2017. – Ч. 2. – С. 306 – 307. *(Автором розроблена експериментальна установка для дослідження привода гвинтового конвеєра).*

14. Гевко Ів.Б. Розробка та обґрунтування конструкцій завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя: 17 – 18 травня 2017 р.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 15. *(Автором розроблено та обґрунтовано конструкції завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів).*

15. Дубиняк Т.С. Дослідження механічних параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / Т.С. Дубиняк // Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» Центральноукраїнський національний технічний університет: 1 – 3 листопада 2017 р.: тези доп. – Кропивницький, 2017. – С. 180 – 181. *(Автором досліджено механічні параметри пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра).*

16. Дубиняк Т.С. Телескопічні гвинтові конвеєри / Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь, І.М. Шуст // Матеріали XVI міжнародної молодіжної науково-технічної конференції «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво»: 26 – 29 жовтня 2016 року.: тези доп. – Суми, 2016. – С. 17 – 18. *(Автором запропоновано конструкції телескопічних гвинтових конвеєрів).*

17. Конструкції механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк, І.М. Сливка // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування»: 11 – 12 травня 2017 року.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 56. *(Автором приведено дослідження конструкції механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів).*

18. Пружно-запобіжні муфти гнучких гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, О.С. Манзій // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: 18 – 19 травня 2017 р.: тези доп. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2017. – С. 135 – 137. *(Автором запропонована конструкція пружно-запобіжні муфти гнучких гвинтових конвеєрів).*

Деклараційні патенти

19. Пат. 108267 Україна, МПК F16D 43/20 (2006.01). Муфта запобіжна / Гевко Б.М., Марчук Р.В., Дубиняк Т.С., Навроцька Т.Д., Босюк П.В.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Б.М., Марчук Р.В., Дубиняк Т.С., Навроцька Т.Д., Босюк П.В. – № у 2016 00393; заявл. 18.01.16; опубл. 11.07.16, Бюл. 13. *(Частка всіх авторів однакова).*

20. Пат. 112995 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта / Гевко Ів.Б., Комар Р.В., Мельничук А.Л., Дубиняк Т.С., Шуст І.М.; заявник і патентоотримувач: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 2017 06029; заявл. 03.06.16; опубл. 10.01.17, Бюл. 1. *(Частка всіх авторів однакова).*

21. Пат. 115032 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л.,

Скиба О.П., Клендій В.М.; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М. – № у 2016 1153927; заявл. 14.11.16; опубл. 27.03.17, Бюл. № 6. *(Частка всіх авторів однакова).*

22. Пат. 121360 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружна муфта / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П.; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. – № а 2017 02361; заявл. 14.03.17; опубл. 11.12.17, Бюл. № 23. *(Частка всіх авторів однакова).*

23. Пат. 122343 Україна, МПК F16D 43/20 (2006.01). Фрикційна запобіжна муфта підвищеної чутливості / Гевко Б.М., Марчук Р.М., Босюк П.В., Навроцька Т.Д., Дубиняк Т.С.; заявники і патентотримувачі: Гевко Б.М., Марчук Р.М., Босюк П.В., Навроцька Т.Д., Дубиняк Т.С., – № у 2016 0041510; заявл. 18.01.16; опубл. 10.01.18, Бюл. № 1. *(Частка всіх авторів однакова).*

24. Пат. 122609 Україна, МПК B65G 33/16 (2006.01), B65G 33/24(2006.01). Завантажувально-захисна насадка гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С.; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С. – № а 2017 08195; заявл. 07.08.17; опубл. 25.01.18, Бюл. № 2. *(Частка всіх авторів однакова).*

25. Пат. 122610 Україна, МПК B65G 33/16 (2006.01), B65G 33/24(2006.01). Гнучкий гвинтовий конвеєр із завантажувально-захисною насадкою з еластичним елементом / Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С.; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С. – № а 2017 08201; заявл. 07.08.17; опубл. 25.01.18, Бюл. № 2. *(Частка всіх авторів однакова).*

АНОТАЦІЯ

Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2018.

Дисертаційна робота присвячена обґрунтуванню конструкцій та параметрів гнучких гвинтових конвеєрів з механізмами захисту від перевантажень. Для вирішення поставлених задач проведено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень процесів спрацювання пружно-запобіжних муфт та завантажувально-захисних насадок при перевантаженні гнучких гвинтових конвеєрів. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних і кінематичних параметрів пружно-запобіжних муфт відносно моменту їх спрацювання. Встановлено вплив основних параметрів на динаміку спрацювання пружно-запобіжної муфти в режимі перевантаження шнека гнучкого гвинтового конвеєра. Досліджено вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра і встановлено вплив конструктивних параметрів на динаміку механічної системи приводу гвинтового конвеєра.

Для проведення експериментальних досліджень розроблено і виготовлено пружно-запобіжну муфту та завантажувально-захисну насадку гнучкого гвинтового конвеєра. Розроблено експериментальну установку та методику визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра, а також її експлуатаційних характеристик.

Встановлено, що пружно-запобіжна муфта забезпечує плавний запуск шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження. Коефіцієнт динамічності досліджуваної муфти у порівнянні з варіантом традиційної муфти імпульсного типу є меншим в 1,21-1,29 рази.

Ключові слова: гнучкий гвинтовий конвеєр, пружно-запобіжна муфта, запобіжний механізм, пристрій, завантажувально-захисна насадка, конструктивно-силові параметри, момент.

АННОТАЦІЯ

Дубиняк Т.С. Обоснование конструкций и параметров защитных механизмов гибких винтовых конвейеров. – Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины». – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2018.

Диссертация посвящена обоснованию конструкций и параметров гибких винтовых конвейеров с механизмами защиты от перегрузок. Для решения поставленных задач проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований процессов срабатывания упруго-предохранительных муфт и погрузочно-защитных насадок при перегрузке гибких винтовых конвейеров. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивных и кинематических параметров упруго-предупредительных муфт относительно момента их срабатывания. Установлено влияние основных параметров на динамику срабатывания упруго-предохранительной муфты в режиме перегрузки шнека гибкого винтового конвейера. Исследовано влияние зазоров на силу контактного взаимодействия в деталях конвейера и установлено влияние конструктивных параметров на динамику механической системы привода винтового конвейера.

Для проведения экспериментальных исследований разработана и изготовлена упруго-предохранительная муфта и погрузочно-защитная насадка гибкого винтового конвейера. Разработана экспериментальная установка и методика определения взаимосвязи между конструктивными и силовыми параметрами упруго-предохранительной муфты гибкого винтового конвейера, а также ее эксплуатационных характеристик.

На основе проведенного статического силового расчета предложены предохранительные элементы гибкого винтового конвейера, выведены аналитические зависимости изменения передаточного крутящего момента в зависимости от проворачивания полумуфт и установлено величины предельных моментов срабатывания упруго-предохранительной муфты. Установлено, что изменение угла наклона в элементах зацепления полумуфт в пределах с 60° до 30° приводит к увеличению момента срабатывания в 1,8 раза.

В результате динамических расчетов гибкого винтового конвейера с предохранительными элементами в виде муфт выведены аналитические и построены графические зависимости влияния конструктивных характеристик предлагаемых устройств на динамические ударные нагрузки. Установлено, что эти характеристики способствуют уменьшению динамических ударных нагрузок

на 9% – 12% и выявлено повышение точности автоматического восстановления соединения полумуфт при снятии перегрузок.

Результаты исследований влияния зазоров на силу контактного взаимодействия в деталях конвейера показывают, что такими конструктивными решениями, как уменьшение величин пробега полумуфты и зазоров в соединениях, а также массы деталей, подвергающихся ударным нагрузкам, и их упругой связи с рабочими органами винтового конвейера, практически можно нивелировать влияние ударных нагрузок на динамику механической системы привода в целом.

Установлено, что упруго-предохранительная муфта обеспечивает плавный запуск шнека при пуске привода и уменьшения динамических нагрузок на него в процессе перегрузки, и коэффициент динамичности исследуемой муфты по сравнению с вариантом традиционной муфты импульсного типа является меньшим в 1,21 – 1,29 раза.

Ключевые слова: гибкий винтовой конвейер, упруго-предохранительная муфта, предохранительный механизм, устройство, погрузочно-защитная насадка, конструктивно-силовые параметры, момент.

ANNOTATION

Dubynyak T.S. Justification of structures and parameters of protective mechanisms of flexible screw conveyors. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Science with major in 05.05.05 «Lifting-and-Transport Vehicles». – Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, 2018.

The dissertation is devoted to substantiation of structures and parameters of flexible screw conveyors with mechanisms of protection against overloads. To solve the problems, a complex of theoretical and experimental investigations of the processes of elastic-safety couplings and load-protection nozzles during overloading of flexible screw conveyors was carried out. The analytical dependences for determination of constructive and kinematic parameters of elastic-safety couplings concerning the moment of their operation are deduced. The influence of the basic parameters on the dynamics of operation of the elastic-safety coupling in the mode of overloading of the screw of the flexible screw conveyor is established. The influence of gaps on the force of contact interaction in the details of the conveyor drive is investigated and the influence of structural parameters on the dynamics of the mechanical system of the propeller conveyor drive is established.

For carrying out of experimental researches an elastic-safety clutch and a loading and protective packing of a flexible screw conveyor are developed and made. An experimental installation and a method for determining the relationship between the structural and power parameters of the elastic-safety coupling of a flexible screw conveyor, as well as its operational characteristics, have been developed. It has been established that the elastic-safety coupling provides a smooth start of the auger during start-up of the drive and reduces the dynamic loads on it during overload, and the dynamics of the investigated coupling compared with the variant of the traditional coupling of the impulse type is smaller in 1,21-1,29 times.

Key words: flexible screw conveyor, elastic-safety coupling, safety mechanism, device, load-protection nozzle, structural and power parameters, moment.