

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

РОЗУМ РУСЛАН ІВАНОВИЧ

УДК 631.358.42

**РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
ГВИНТОВИХ САМОЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ**

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: Заслужений винахідник України,
доктор технічних наук, професор
Гевко Роман Богданович,
Тернопільська академія народного господарства,
директор інституту аграрної економіки і менеджменту,
завідувач кафедри інженерного менеджменту.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Дідух Володимир Федорович,
Луцький державний технічний університет,
завідувач кафедри сільськогосподарського
машинобудування;

кандидат технічних наук, доцент
Барановський Віктор Миколайович,
Національний аграрний університет, м. Київ,
доцент кафедри сільськогосподарського
машинобудування.

Провідна установа: Національний науковий центр “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” Української академії аграрних наук, відділ механізації післязбиральної обробки зерна, смт. Глеваха Васильківського району, Київської області.

Захист відбудеться “_____” _____ 2005 р. о _____ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 58.052.02 у Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, 1-й навчальний корпус, зал засідань, аудиторія 79.

З дисертаційною роботою можна ознайомитись у науковій бібліотеці Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розісланий “_____” _____ 2005 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Попович П.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Технологічні процеси збирання і переробки сільськогосподарської продукції складаються із низки трудомістких завантажувально-розвантажувальних і транспортних операцій. Підвищення технологічної ефективності механізації таких технологічних операцій, із застосуванням нових способів завантаження та переміщення сипких вантажів, є актуальним завданням сільськогосподарського виробництва в Україні.

Одним з перспективних напрямків вирішення даної задачі є розробка засобів механізації технологічних операцій на базі гнучких гвинтових конвеєрів, які забезпечують транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах при вільному розташуванні робочого органа в гнучкому кожусі. Однак, існуючі конструкції двомагістральних гвинтових конвеєрів потребують постійного втручання оператора для завантаження матеріалом технологічної магістралі гвинтового робочого органу, що характерно для робіт, які проводяться на токах при перевантаженні та протруюванні зернових матеріалів. Аналіз відомих конструктивних рішень завантажувальних патрубків показав, що на даний час відсутні такі типи конструкцій патрубків, які забезпечили б самозавантаження гнучкої технологічної магістралі під час її переміщення в бік купи сипкого матеріалу, що забирається.

В зв'язку з цим, актуальним є питання розробки нових типів самозавантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва по криволінійних трасах і обґрунтування їх раціональних конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота є частиною досліджень науково-дослідної роботи ДІ 97-02 "Механіко-технологічні основи проектування транспортно-технологічних систем сільськогосподарських машин" (№ державної реєстрації 0102U002302), яка реалізовувалася в рамках Постанови Кабінету Міністрів України № 1341 від 1 грудня 1997 року "Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою" і виконується у відповідності з координаційним планом Державної науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України за напрямком "Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі" на 2002 – 2006 рр.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є підвищення ефективності завантаження гнучких технологічних магістралей сипкими матеріалами сільськогосподарського виробництва шляхом розробки нових типів гвинтових самозавантажувальних пристроїв і обґрунтування їх раціональних конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі *задачі*:

– проаналізувати відомі способи та конструкції пристроїв для завантаження сипких матеріалів та результати відомих досліджень, а також встановити основні недоліки і запропонувати способи та засоби їх усунення;

- розробити перспективні схеми процесу забору сипких матеріалів;
- провести силовий аналіз процесу роботи кулачкового та шарнірно-важільного механізмів повороту активатора та вивести аналітичні залежності, які пов'язують конструктивні та силові параметри елементів завантажувального патрубка;
- дослідити закономірності траєкторії переміщення гнучкої технологічної магістралі під час роботи самозавантажувального патрубка;
- розробити програму та методику проведення експериментальних досліджень елементів і зразків самозавантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів;
- провести комплекс статичних досліджень механізмів повороту активатора;
- вивчити вплив конструктивних, силових і кінематичних параметрів розробленої конструкції патрубка на продуктивність технологічної магістралі в процесі завантаження зерновим матеріалом;
- розробити інженерну методику для проектування гвинтових самозавантажувальних патрубків.

Об'єкт досліджень: процеси завантаження гнучких технологічних магістралей сипкими матеріалами сільськогосподарського виробництва.

Предмет досліджень: параметри самозавантажувальних патрубків гнучких технологічних магістралей.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проводились з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, а також сучасних методів математичного моделювання. Аналіз математичних моделей здійснювався за допомогою прикладних і розроблених програм на ПЕОМ. Експериментальні дослідження здійснювались на засадах системного підходу із застосуванням методів статистичного опрацювання інформації, планування багатofакторного експерименту та використанням спеціального стендового устаткування.

Наукова новизна отриманих результатів. Проведений силовий аналіз кулачкового механізму повороту активатора дозволив встановити функціональні залежності між конструктивними і технологічними параметрами розробленого самозавантажувального патрубка для різних режимів його роботи. Вперше на основі виведених аналітичних залежностей, які поєднують конструктивні та силові параметри шарнірно-важільного механізму, встановлено інтенсивність впливу конструктивних параметрів на величину крутного моменту та кут повороту активатора. Встановлено зв'язок між параметрами завантажувальної магістралі та зоною забирання сипкого матеріалу. Вперше на основі комплексних теоретичних і експериментальних досліджень встановлено взаємоузгодженні параметри елементів завантажувальних патрубків з врахуванням їх взаємодії з різними матеріалами сільськогосподарського виробництва. Встановлено вплив конструктивних, силових і кінематичних параметрів розробленого патрубка на продуктивність конвеєра при завантаженні технологічної магістралі зерновим матеріалом.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблені конструкції завантажувальних патрубків сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва, які забезпечують ефективне завантаження гнучкої технологічної магістралі гвинтових конвеєрів, які захищені патентами України на винаходи. Розроблене стендове устаткування та експериментальні зразки самозавантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів дозволили визначити вплив їх конструктивних, силових і технологічних параметрів на продуктивність завантаження технологічної магістралі зерновим матеріалом. Розроблено інженерну методику для проектування гвинтових самозавантажувальних патрубків та експериментальний зразок, який впроваджено у виробництво.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Безпосередня участь здобувача в отриманні наукових результатів, викладених у дисертації, відображена в наукових працях. У наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належать: силовий розрахунок завантажувального патрубка з кулачковим і шарнірно-важільним механізмом повороту активатора [1, 6]; на основі проведення багатофакторного експерименту встановлено рівняння регресії для визначення продуктивності гвинтового конвеєра [3]; встановлено силові параметри елементів передачі крутного моменту завантажувального патрубка та їх порівняння з результатами теоретичних досліджень [4]. Постановку задач, аналіз і трактування отриманих результатів виконано спільно з науковим керівником та, частково, із співавторами публікацій. У технічних рішеннях [7, 9, 11, 12, 13], захищених патентами України на винаходи, частка всіх співавторів однакова.

Апробація результатів роботи. Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на науковій конференції Харківського державного технічного університету сільського господарства ім. П.М. Василенка (м. Харків, 2003р.); на VII-й та VIII-й наукових конференціях Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2003, 2004р.); на розширеному засіданні кафедри “комп’ютерні технології в машинобудуванні” Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2004р.); на розширеному засіданні кафедри “інженерного менеджменту” інституту аграрної економіки і менеджменту Тернопільської академії народного господарства (м. Тернопіль, 2005р.); на науково-технічних семінарах у Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2004 – 2005рр.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 15 друкованих праць, з них 6 – у фахових виданнях, 2 – тези наукових конференцій, 5 патентів України на винаходи та 2 позитивних рішення про видачу патентів України на корисні моделі.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел із 140 найменувань і додатків. Робота викладена на 157 сторінках машинописного тексту, містить 53 рисунки та 5 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У *вступі* обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано мету та задачі дослідження, визначено об'єкт і предмет дослідження, а також висвітлено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів. Наведено інформацію про апробацію результатів досліджень і публікації.

У *першому розділі* проведений аналіз наукових праць з визначення механіко-технологічних властивостей сипких сільськогосподарських матеріалів, а також здійснено огляд робочих органів для завантаження сипкими матеріалами технологічних магістралей гнучких гвинтових конвеєрів.

Вагомий внесок у формування наукових основ процесів функціонування гвинтових транспортуючих механізмів, визначення їх оптимальних конструктивних, кінематичних та технологічних параметрів внесли вчені: П.М. Василенко, П.А. Преображенський, С.М. Михайлов, К.Д. Вацагін, А.М. Григор'єв, Б.М. Гевко, О.О. Труфанов, А.А. Омельченко, Х. Герман, Г.В. Корнєв, В.Д. Ткач, М.К. Штуков, Б.М. Гутьяр, І.Е. Груздєв, В.І. Янков, М.І. Акімов, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, Е. Бернхард, Ф.К. Іванченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, Р.Б. Гевко, Ю.Б. Капацिला, Д.Л. Радик, А.О. Вітровий, А.І. Пік, Р.Я. Лещук та ін.

Аналіз наукових праць показав, що розрахунок і вибір конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів, у тому числі і завантажувальних патрубків, необхідно здійснювати на основі реалізації моделей безпосередньої взаємодії робочих поверхонь із сипким матеріалом, враховуючи при цьому його реологічні властивості. Також встановлено, що існуючі конструкції завантажувальних патрубків не забезпечують ефективного самозавантаження сипким матеріалом технологічних магістралей конвеєрів, а також їх переміщення в бік купи матеріалу по мірі його вибирання. Наведені аргументи зумовили вибір теми дисертації, визначили її мету та задачі.

У *другому розділі* на основі аналізу запропонованих технологічних схем процесу забирання сипких матеріалів встановлено, що активізація процесу завантаження та одночасного самопересування патрубка здійснюється при застосуванні активаторів, які рівномірно розташовані над направляючим кожухом і дискретно приводяться в обертний рух механізмом повороту активатора від гвинтової спіралі. Варіант виконання кінематичної схеми такого завантажувального патрубка зображено на рис. 1.

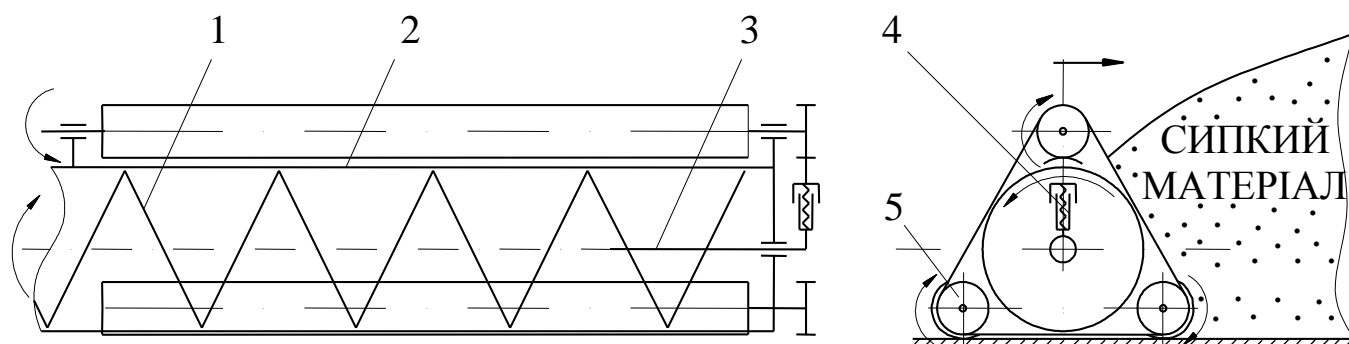


Рис. 1. Кінематична схема та принцип дії завантажувального патрубка

Завантажувальний патрубок містить гвинтову спіраль 1, яка розташована в циліндричному направляючому кожусі 2 з просівними вікнами. На вихідному валу 3 гвинтової спіралі закріплений пружний механізм повороту 4, що періодично взаємодіє з активаторами 5, які розташовані рівномірно по колу над зовнішньою поверхнею направляючого кожуха. Така періодична взаємодія призводитиме до провертання активаторів і відповідно до їх переміщення в напрямку купи матеріалу.

При обґрунтуванні раціональних конструктивних і силових параметрів механізму повороту активаторів розглянуті два варіанта їх виконання з метою вибору оптимальної схеми завантажувального патрубку, яка повинна забезпечити інтенсифікацію процесу забору матеріалу по мірі його вибирання.

Розрахункова схема кулачкового механізму повороту активатора зображена на рис. 2. На схемі прийняті наступні позначення: h – відстань між центрами

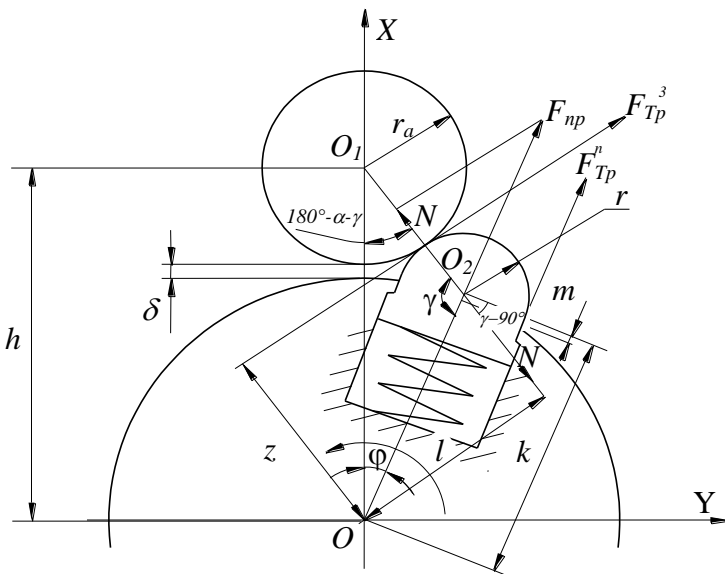


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів зачеплення завантажувального патрубку

активатора і диска; r_a – радіус активатора; r – радіус кулачка; δ – зазор між поверхнями активатора і диска; m – зміщення центра півсфери кулачка відносно поверхні диска; k – відстань від центра півсфери кулачка до центра диска; l – плече дії реакції N ; z – плече дії сили тертя F_{mp}^3 ; φ – кут повороту диска; F_{np} – сила пружини; F_{mp}^n – сила тертя в парі кулачок – паз диска; F_{mp}^3 – сила тертя в парі кулачок-активатор; N – сила реакції від взаємодії поверхонь кулачка і активатора.

У процесі взаємодії кулачка з активатором кут φ змінюється в діапазоні $\varphi \in [\varphi_{max}; 0]$

$$\varphi_{max} = \arccos \left(\frac{h^2 + k_n^2 - (r_a + r)^2}{2hk_n} \right), \quad (1)$$

де $k_n = h - r_a - \delta - m$.

На основі проведеного силового розрахунку кулачкового механізму повороту активатора виведено системи рівнянь для визначення величин крутних моментів на диску при вільно обертовому активаторі T_δ^1 , при заклиненому активаторі T_δ^2 та на активаторі T_a , які дозволяють вибрати раціональні параметри елементів завантажувального патрубку, а також мінімізувати додаткові енерговитрати, пов'язані з процесом забору сипкого матеріалу

$$\begin{cases} T_{\delta}^1 = Nl; \\ N = -C(\Delta_0 + \Delta)[l - 0,5f \sin 2\gamma] \cos \gamma; \\ l = k \sin \gamma; \\ \Delta = h - r_a - \delta - m - k; \\ k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}; \\ \gamma = \left[180^\circ - \arcsin \left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \end{cases}, \quad (2)$$

де C – жорсткість пружини;

Δ_0 – величина попереднього натягу пружини;

Δ – біжуче значення деформації пружини.

При визначенні крутного моменту при заклиненому активаторі перша формула системи рівнянь (2) має вигляд

$$T_{\delta}^2 = N[l + f(r - k \cos \gamma)], \quad (3)$$

а при визначенні крутного моменту на активаторі

$$T_a = Nfr_a. \quad (4)$$

При проведенні аналізу функціональних залежностей T_{δ}^1 ; T_{δ}^2 ; T_a ; $N = f(\varphi)$ параметрам надавалися такі значення: $h = 0,074$ м; $r_a = 0,022$ м; $\delta = 0,002$ м; $r = 0,007$ м; $m = 0,002$ м; $C = 10^4$ Н/м; $\Delta_0 = 0,005$ м; $f = 0,17$, $\varphi_{max} = 12,37^\circ$.

На підставі результатів досліджень побудовані графічні залежності T_{δ}^1 ; T_{δ}^2 ; T_a

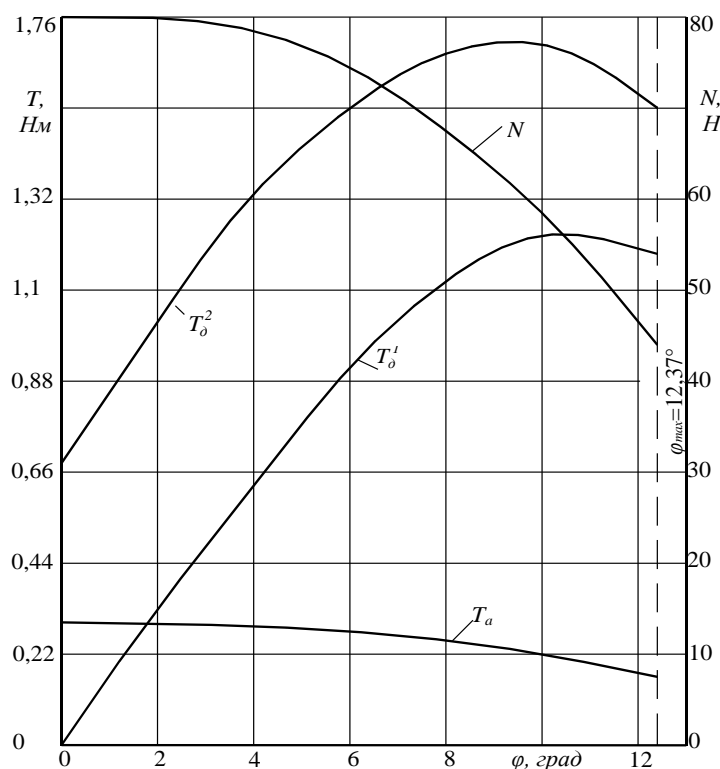


Рис. 3. Зміна величини T_{δ}^1 ; T_{δ}^2 ; T_a і N від кута повороту диска φ

та N від кута повороту диска φ , які зображені на рис. 3. З їх аналізу встановлено, що максимальні крутні моменти на кулачку при його входженні в контакт з торцевим диском наступає при $\varphi = 8^\circ - 12^\circ$, а максимальний крутний момент на активаторі – вертикальному розташуванні кулачка.

Для проведення порівняльного аналізу ефективності роботи завантажувального патрубку від дії різних типів пружних механізмів повертання активатора, розглянуто варіант виконання його у вигляді шарнірно закріпленого на диску важеля, який підтиснутого консольною пружиною (рис. 4).

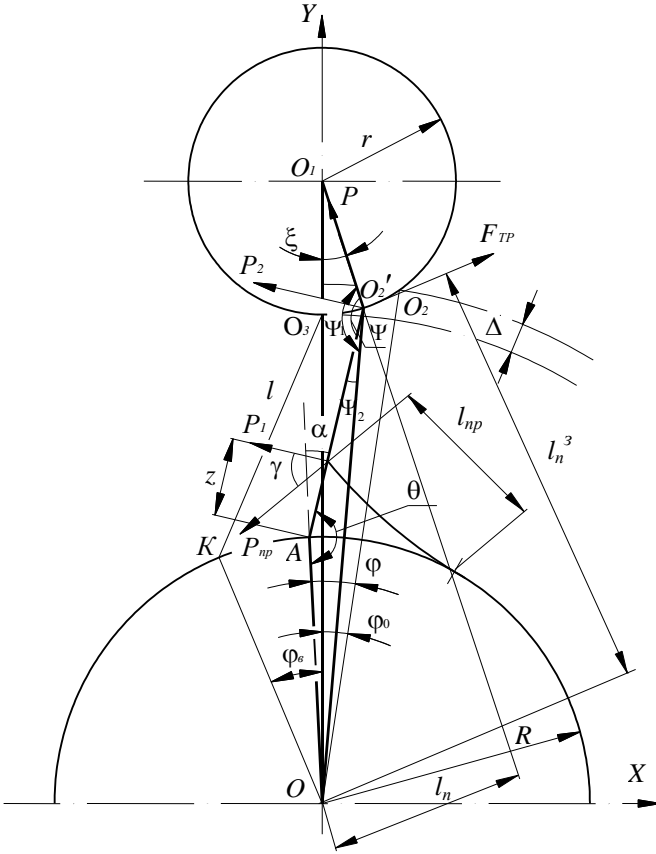


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів завантажувального патрубку

На схемі прийняті наступні конструктивні позначення: R – радіус диска; l – довжина шарнірно закріпленого важеля; l_{np} – довжина пружної балки; r_a – радіус активатора; z – відстань між початком важеля і точкою контакту його з пружною балкою; l_n^3 – плече дії сил тертя; Δ – величина перекриття важеля з активатором; φ – кут повороту диска.

Діапазон зміни кута φ : $\varphi \in [\varphi_0; -\varphi_6]$

$$\varphi_0 = \arccos\left(1 + \frac{0,5\Delta^2 - r\Delta}{(R+l-\Delta+r)(R+l)}\right), \quad (5)$$

$$\varphi_6 = \arccos\left(1 + \frac{0,5\Delta^2 - l\Delta}{R(R+l-\Delta)}\right). \quad (6)$$

Крутий момент на диску при вільно обертовому активаторі

$$\begin{cases} T_d^1 = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} l_n(\alpha) \cos \gamma \sin \Psi; \\ \Psi = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r)\sin \xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos \theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin \theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos \theta}}\right); \\ l_n = (R+l-\Delta+r)\sin \xi; \\ \xi = \arccos\left(\frac{r^2 + (R+l-\Delta+r)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl\cos(\alpha)}{2r(R+l-\Delta+r)}\right). \end{cases} \quad (7)$$

При визначенні крутного моменту при заклиненому активаторі перша формула системи рівнянь (7) має вигляд

$$T_d^2 = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} [l_n + f((R+l-\Delta+r)\cos \xi - r)](\alpha) \cos \gamma \sin \Psi, \quad (8)$$

а при визначенні крутного моменту на активаторі

$$T_a = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} r(\alpha) \cos \gamma \sin \Psi. \quad (9)$$

При аналізі систем рівнянь параметрам надавались наступні значення: $h = 0,074$ м; $R = 0,025$ м; $\Delta = 0,003$ м; $r_a = 0,022$ м; $l = 0,03$ м; $f = 0,17$; $l_{np} = 0,03$ м; $\gamma = 60^\circ$; $z = 0,02$ м, $I = 5,63 \cdot 10^{-12}$ м⁴.

На підставі результатів досліджень побудовані графічні залежності (рис. 5 а) крутного моменту на диску при вільнообертovому активаторі T_{δ}^I , крутного моменту при заклиненому активаторі T_{δ}^2 і крутного моменту на активаторі T_a від кута повертання диска φ . Початкове значення кута $\varphi = 9^\circ$ відповідає моменту входження шарнірно закріпленого важеля в контакт з поверхнею активатора. Від'ємні значення кута φ відповідають відхиленню точки кріплення важеля з диском від осі OY ($\varphi = 0^\circ$) в сторону від'ємних значень по осі OX .

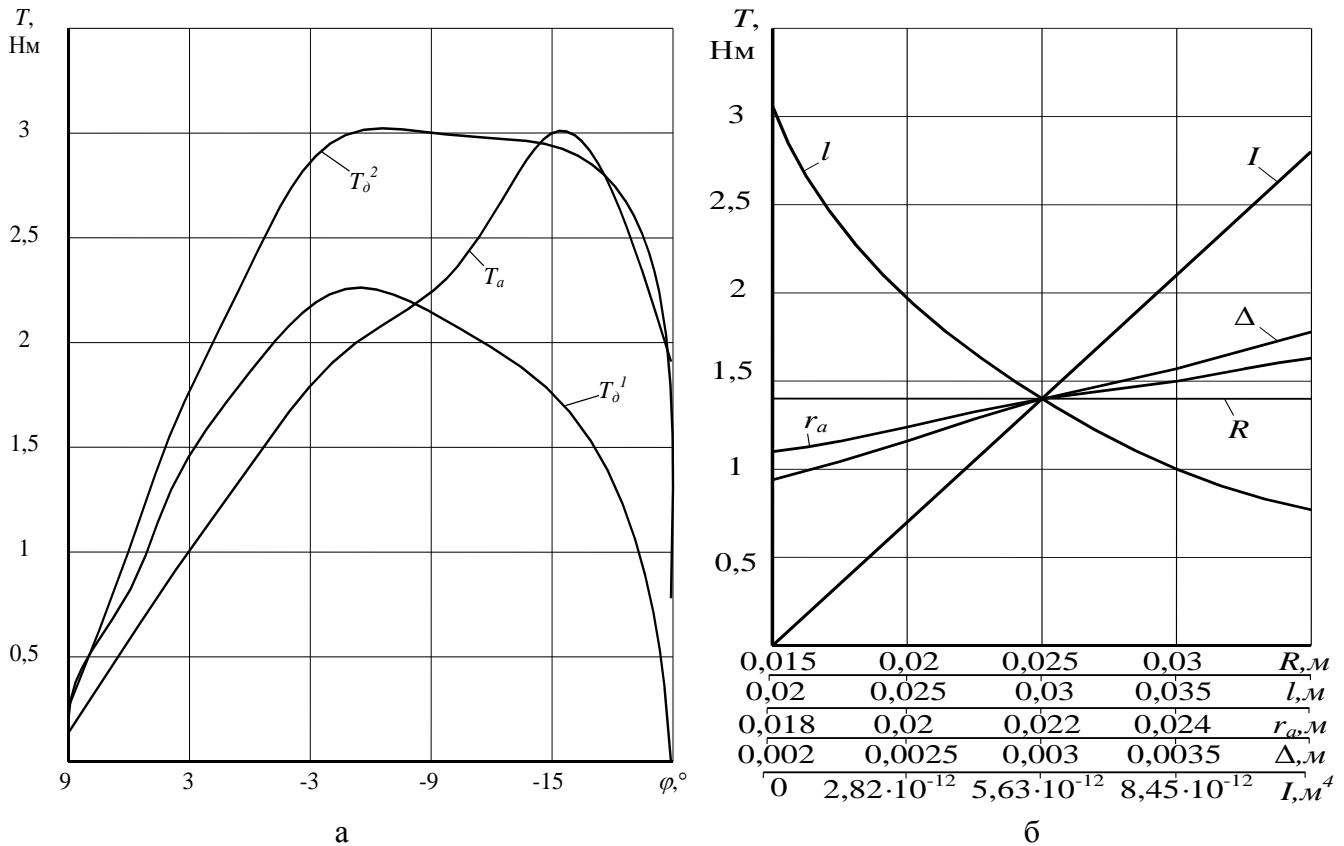


Рис. 5. Зміна величини крутного моменту на елементах механізму повороту активатора залежно від кута повороту φ (а) і від конструктивних параметрів (б)

На основі аналізу систем рівнянь для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами для шарнірно-важільного механізму повороту активатора дозволили встановити характер зміни крутного моменту при різних режимах роботи завантажувального патрубку, а також інтенсивність впливу конструктивних параметрів на енергомісткість при виконанні технологічного процесу (рис. 5 б). Встановлено, що найбільш суттєвий вплив на величину крутного моменту на активаторі T_a має довжина шарнірно закріпленого важеля l і момент інерції плоскої пружини I . Параметри величини перекриття Δ і радіуса активатора r_a не мають суттєвого впливу на величину крутного моменту на активаторі T_a , а зміна величини R взагалі не впливає. За результатами досліджень встановлено такі межі раціональних параметрів: радіус диска 0,02...0,03 м, довжина шарнірно-закріпленого важеля 0,025...0,035 м, діаметр активатора 0,02...0,024 м, величина перекриття важеля з активатором 0,002...0,004 м.

Для врахування силових факторів, які виникають при зміні радіуса кривизни ρ гнучкого кожуха із завантажувальним патрубком і відповідно характеру його переміщення розглянуто схему навантаження технологічної магістралі (рис. 6).

Біжучий момент, що спричиняє зміну кривизни траси, через незалежні змінні, а саме кут прогину θ і біжучу довжину S , визначався з формули

$$M(x) = M(\theta) = F \left[\sin \theta_L \int_l^L \sin \theta \cdot dS + \cos \theta_L \int_l^L \cos \theta \cdot dS \right], \quad (10)$$

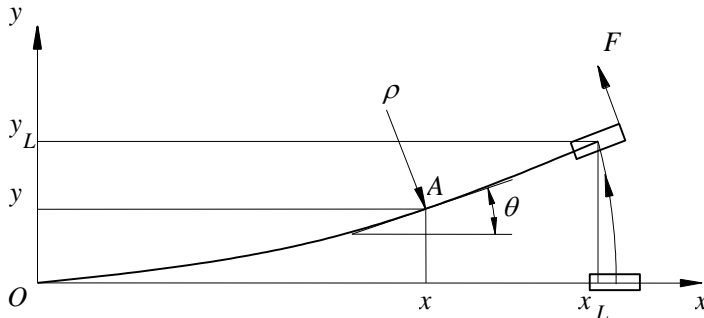


Рис. 6. Розрахункова схема навантаження технологічної магістралі

де F – рівнодійна сила прикладена до патрубка від привода із врахуванням опору бурта.

На підставі результатів досліджень траєкторія траси гнучкого шнека моделювалась ланцюговою кривою, параметричне рівняння якої залежно від параметра S буде мати вигляд

$$x = \frac{C_\varphi}{M} \cdot \ln \left(\frac{S \cdot M}{C_\varphi} + \sqrt{\frac{S^2 \cdot M^2}{C_\varphi^2} + 1} \right); \quad (11)$$

$$y = \sqrt{\frac{C_\varphi^2}{M^2} + S^2} - \frac{C_\varphi}{M}. \quad (12)$$

Приріст переміщення патрубка з координатами x_L, y_L при змінному моменті M

$$du_L = u'_y y'_M dM = \frac{C_\varphi}{M^2} \left(L \sqrt{1 + \frac{C_\varphi^2}{M^2 L^2}} - \frac{C_\varphi}{M} \right) dM. \quad (13)$$

За результатами досліджень побудовані траєкторії руху завантажувальної магістралі і переміщення її кінця залежно від згинного моменту M (рис. 7). При побудові траєкторій руху параметрам надавались наступні значення: приведена жорсткість $C_\varphi = 500 \text{ Нм}^2$; довжина технологічної магістралі $L = 6 \text{ м}$.

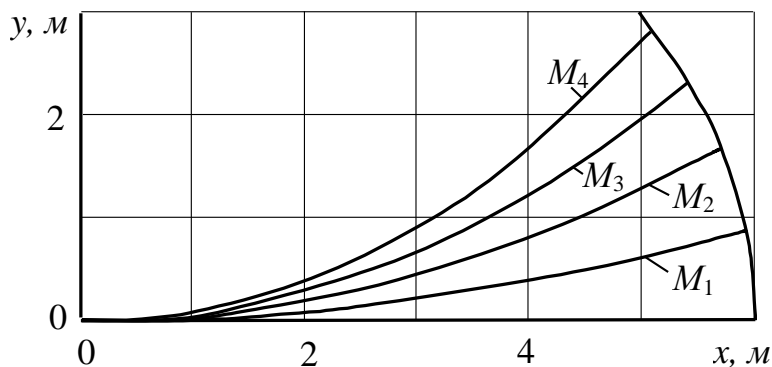


Рис. 7. Траєкторії руху завантажувальної магістралі і переміщення її кінця залежно від зміни згинного моменту M
 $M_1 = 25 \text{ Нм}$; $M_2 = 50 \text{ Нм}$; $M_3 = 75 \text{ Нм}$; $M_4 = 100 \text{ Нм}$

У *третьому розділі* представлено програму, методику та результати експериментальних досліджень.

На рис. 8 представлено конструктивну схему самозавантажувального патрубку з кулачковим (рис. 8 а) та шарнірно-важільним (рис. 8 б) механізмами повороту активаторів. Патрубок містить гвинтову спіраль 2, яка розміщена в циліндричному обмежувачі 3 з просівними вікнами, що переходить в еластичний кожух 1. Вихідний вал 4 гвинтової спіралі через механізм повороту 6 пов'язаний з активними збуджуючими елементами 5.

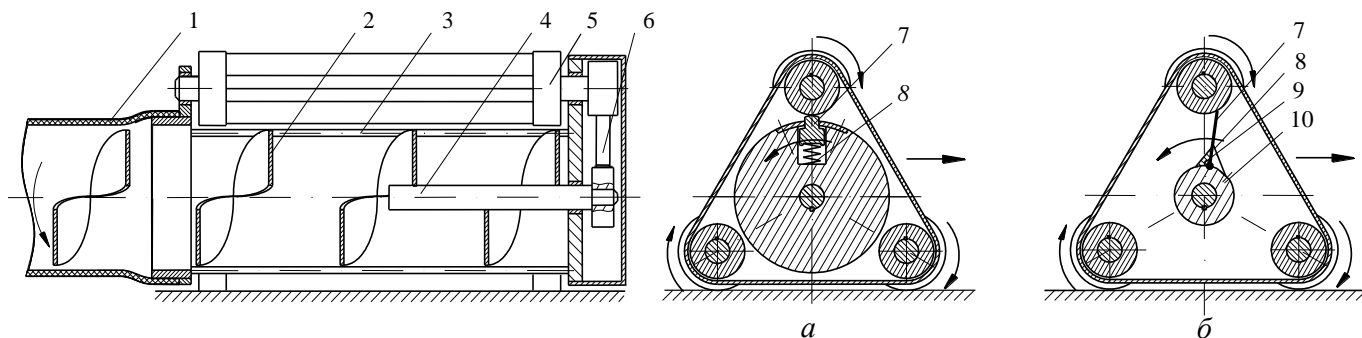


Рис. 8. Конструктивна схема самозавантажувального патрубку

У першому випадку механізм повороту активаторів виконаний у вигляді радіально розташованого кулачка 7, підтиснутого пружиною 8 в бік активних збуджуючих елементів. У другому випадку – у вигляді диска 10, що встановлений на вихідному валу гвинтової спіралі, до якого шарнірно прикріплений важіль 7, що періодично взаємодіє з активаторами і підтиснутий пружиною 8 в бік демпфуючого обмежувача 9 кута повороту важеля. В процесі роботи обертовий момент з вихідного валу гвинтової спіралі через механізм повороту передається на активатори, які обертаючись збуджують сипкий матеріал і одночасно переміщують самозавантажувальний патрубок в бік купи матеріалу по мірі його забору.

Для проведення статичних експериментальних досліджень конструктивно-силових параметрів механізмів повороту активаторів розроблена лабораторна установка, схема якої зображена на рис. 9.

Установка містить основу 1, в якій закріплена вертикальна плита 2. В плиті, на

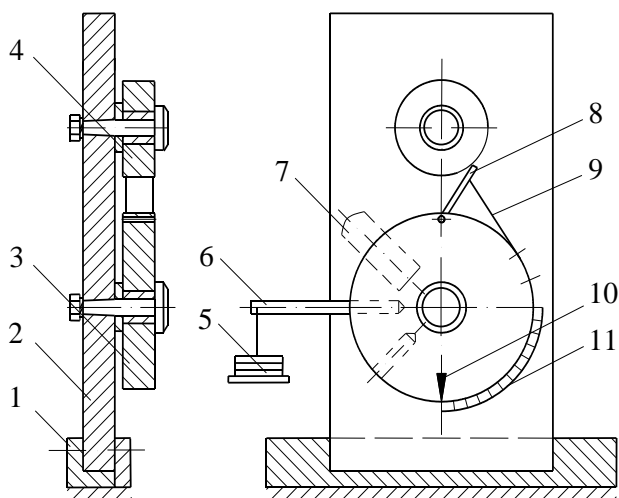


Рис. 9. Схема лабораторної установки для визначення конструктивно-силових параметрів механізмів повороту активатора

осях, встановлено центральний диск 3 і активатор 4. До центрального диска кріпиться тарувальний важіль 6, з мірними вантажами 5. Взаємодія центрального диска з активатором відбувається через шарнірно прикріплений до диска жорсткий важіль 8, який підтиснутий плоскою пружною пластиною 9. В іншому варіанті взаємодія центрального диска з активатором здійснюється за допомогою пружного кулачкового механізму 7. Для визначення кута провертання центрального диска при

його дискретному навантаженні мірними вантажами на диску закріплена стрілка 10, а навколо диска розташована кутова шкала 11.

На рис. 10 а представлено порівняльні теоретичні та експериментальні графічні залежності зміни максимального крутного моменту від жорсткості пружини при вільному та заклиненому положенні активатора для кулачкового механізму повороту активатора. З аналізу даних залежностей встановлено, що максимальна похибка між результатами теоретичних і експериментальних залежностей становить 16,4%. Коефіцієнт варіації у серії проведених експериментів при визначенні максимального крутного моменту при вільно обертовому активаторі знаходиться в межах 4,6...16,4%, а для заклиненого – 5,3...10,2%.

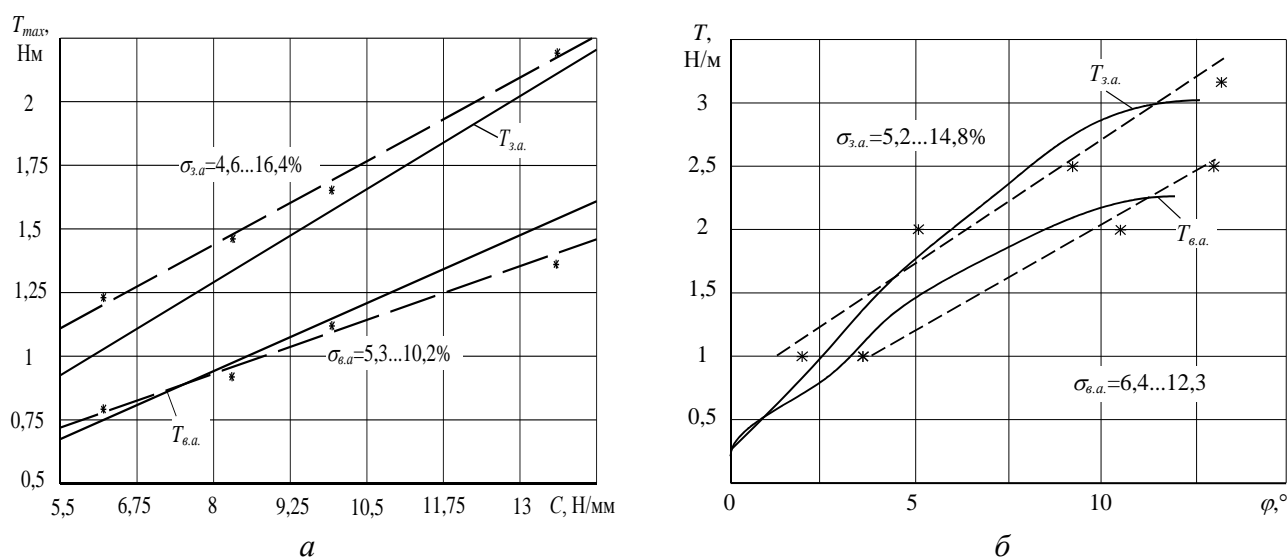


Рис. 10. Результати теоретичних і експериментальних досліджень зміни величини максимального крутного моменту залежно від жорсткості пружини (а) і кута повороту диска (б)

На рис. 10 б представлено теоретичні та експериментальні величини зміни крутного моменту залежно від кута повороту диска при вільному та заклиненому положенні активатора для шарнірно-важільного механізму повороту активатора. З аналізу даних залежностей встановлено, що максимальна похибка між результатами теоретичних і експериментальних залежностей становить 14,8%, а коефіцієнт варіації у серії проведених експериментів при визначенні максимального крутного моменту при вільно обертовому активаторі знаходиться в межах 6,4...12,3%, а при заклиненому – 5,2...14,8%.

Для проведення досліджень розроблених конструкцій завантажувальних патрубків в реальних умовах експлуатації виготовлена експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра, схема якої зображена на рис. 11. Вона виконана у вигляді основи 4, на якій закріплений перевантажувальний патрубок 5, який забезпечує переведення сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі 3 на вивантажувальну 6, а також привід консольно розташованих робочих органів. На вільному кінці завантажувальної магістралі встановлюються розроблені конструкції патрубків 2, які безпосередньо взаємодіють із купою сипкого матеріалу 1.

На експериментальній установці гнучкого гвинтового конвеєра проведено багатофакторний експеримент, в результаті якого було отримано регресійну залежність, як характеристику його продуктивності U від частоти обертання спіралі шнека n , зазору між поверхнями активатора і диска δ та сили пружини F_{np}

$$U = -5,69 + 0,0163n + 430\delta + 0,031F_{np}. \quad (13)$$

Встановлено, що при роботі гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим і виготовленим самозавантажувальним патрубком із кулачковим механізмом повороту активаторів, у діапазоні зміни параметрів:

$$400 < n < 600 \text{ (об/хв)},$$

$$0,002 < \delta < 0,004 \text{ (м)}, \quad 10 < F_{np} < 50 \text{ (Н)},$$

найбільший вплив на процес забору матеріалу і відповідно на продуктивність конвеєра має частота обертання робочої спіралі. Збільшення величин δ і F_{np} також призводить до підвищення продуктивності процесу завантаження сипким матеріалом гнучкого кожуха, однак їх вплив у даному діапазоні зміни параметрів є вдвічі меншим.

Встановлення функціональної залежності між тяговим зусиллям P на

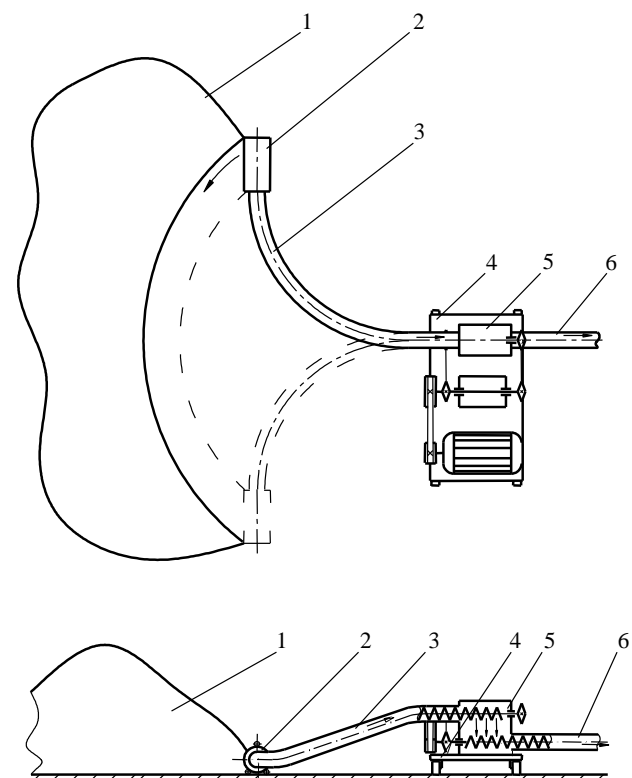


Рис. 11. Експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра

завантажувальному патрубку та величиною його поперечного переміщення l необхідно для того, щоб визначити величину крутного моменту на активаторі, який би забезпечив переміщення технологічної магістралі. В процесі дослідження першочергово визначали зусилля зриву завантажувального патрубку разом із гнучким кожухом (тобто їх перехід із статичного в рухоме положення), а також зусилля переміщення при заданих значеннях поперечного положення ($l = 1, 2, 3$ м). Результати експериментальних досліджень (рис. 12) показали, що

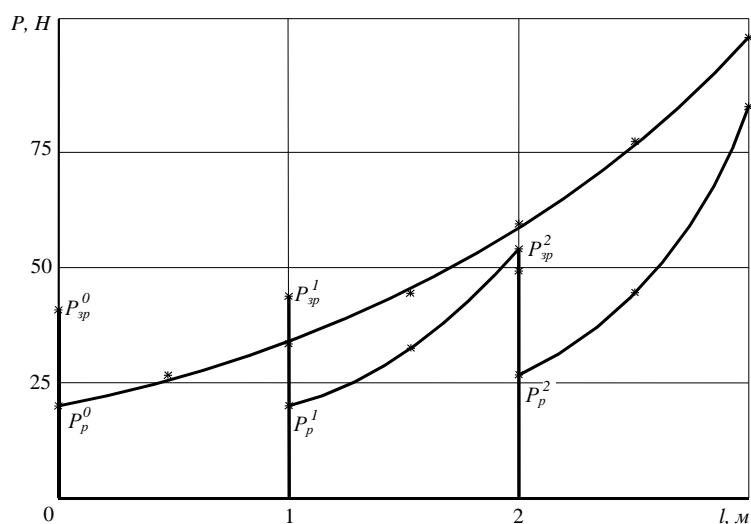


Рис. 12. Залежності величини поперечного переміщення l завантажувального патрубку від тягового зусилля P

зусилля зриву магістралі P_{zp}^0 ; P_{zp}^1 ;

P_{zp}^2 із статичного положення при розміщенні патрубку в позиціях, які відповідають $l = 0; 1; 2$ м, в два рази перевищують зусилля руху P_p^0 ; P_p^1 ; P_p^2 у цих положеннях.

Зусилля переміщення магістралі без зупинки від початкового положення до положення, що відповідає $l=3$ м на 13% перевищує

зусилля переміщення магістралі до аналогічного положення при дискретних зупинках магістралі. Враховуючи одержані значення тягового зусилля можна визначити крутний момент на переміщення завантажувальним патрубком технологічної магістралі для різних типорозмірів опорних роликів з радіусом r_o . У випадку критичного положення зігнутої магістралі довжиною 4 м: $P \approx 100$ Н; $r_o = 0,03$ м. Тоді $T_a = Pr_o = 3$ Нм.

Розроблена методика та проведені експериментальні дослідження дозволяють визначити силові параметри провертання активатора в сипкому середовищі. Ширина та висота стовпа сипкого матеріалу була однаковою (рис. 13). Оскільки при дослідженні важливо було визначити момент провертання активатора, то для одержання точних результатів, у якості навантажувального елемента застосовували сипкий матеріал. В момент провертання важеля, навантаження не збільшували. Визначали вагу вантажу, а далі розраховували крутний момент провертання



Рис. 13. Визначення крутного моменту для зрушення сипкого матеріалу

активатора.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що максимальний крутний момент, при якому відбувається зрушення матеріалу лопатками бітера становить: для висівок – 0,31 Нм; ячменю – 0,58 Нм; пшениці – 0,96 м.

Провівши аналіз результатів експериментальних досліджень для заданих конкретних конструктивних і технологічних параметрів можна констатувати, що крутний момент, який повинен забезпечити відповідне тягове зусилля технологічної магістралі

значно перевищує крутний момент для провертання активатора у сипкому середовищі. Тому підбір конструктивно-силових параметрів елементів завантажувального патрубка необхідно здійснювати виходячи з тягового зусилля, яке необхідне для переміщення магістралі.

У *четвертому розділі* на основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування завантажувальних патрубків, їх виробничу та економічну оцінку.

Для традиційних гумово-армованих рукавів з внутрішнім діаметром 0,1 м виведено спрощені аналітичні залежності для розрахунків максимальних значень T_δ^1 ; T_δ^2 і T_a . Враховуючи раціональні значення $R = 0,022$ м; $r_a = 0,007$ м; $h = 0,074$ м; $\delta = 0,002$ м; $m = 0,002$ м, а також кути провертання кулачка ($\alpha \approx 10,5^\circ$ при вільно обертовому активаторі і $\alpha \approx 9,5^\circ$ при заклиненому активаторі), які відповідають максимальним крутним моментам, спрощені аналітичні залежності для кулачкового механізму повороту активатора будуть мати вигляд

$$T_\delta^1 = 0,021 \cdot C(\Delta_\theta + 0,0009); \quad (14)$$

$$T_\delta^2 = 0,019 \cdot C(\Delta_\theta + 0,0013)(1 + 2,5f); \quad (15)$$

$$T_a = 0,022 \cdot f C (\Delta_0 + 0,003). \quad (16)$$

Дані залежності дозволяють підібрати параметри пружини, яка підтискає кулачок, а також визначити доцільний діапазон регулювання її попереднього натягу.

Аналогічні дослідження, з врахуванням раціональних значень $R = 0,025$ м, $l = 0,03$ м, $r_a = 0,022$ м і $\Delta = 0,003$ м проведено для шарнірно-важільного механізму повороту активатора

$$T_{\delta}^1 = 0,25 \frac{EIz^2 f \pi}{l_{np}^3}; \quad (17)$$

$$T_{\delta}^2 = 0,34 \frac{EIz^2 f \pi}{l_{np}^3}; \quad (18)$$

$$T_a = T_{\delta}^2. \quad (19)$$

На підставі рівнянь (17) і (18) визначено залежність величини крутних моментів від I , z , f , і l_{np} , які представлені на рис. 14, аналіз даних залежностей дозволяє встановити характер і рівень впливу величини моменту інерції пружної пластини I , відстані між початком важеля і точкою контакту його з пластиною z , коефіцієнта тертя f і довжини пластини l_{np} , на величину крутних моментів T_{δ}^1 , T_{δ}^2 .

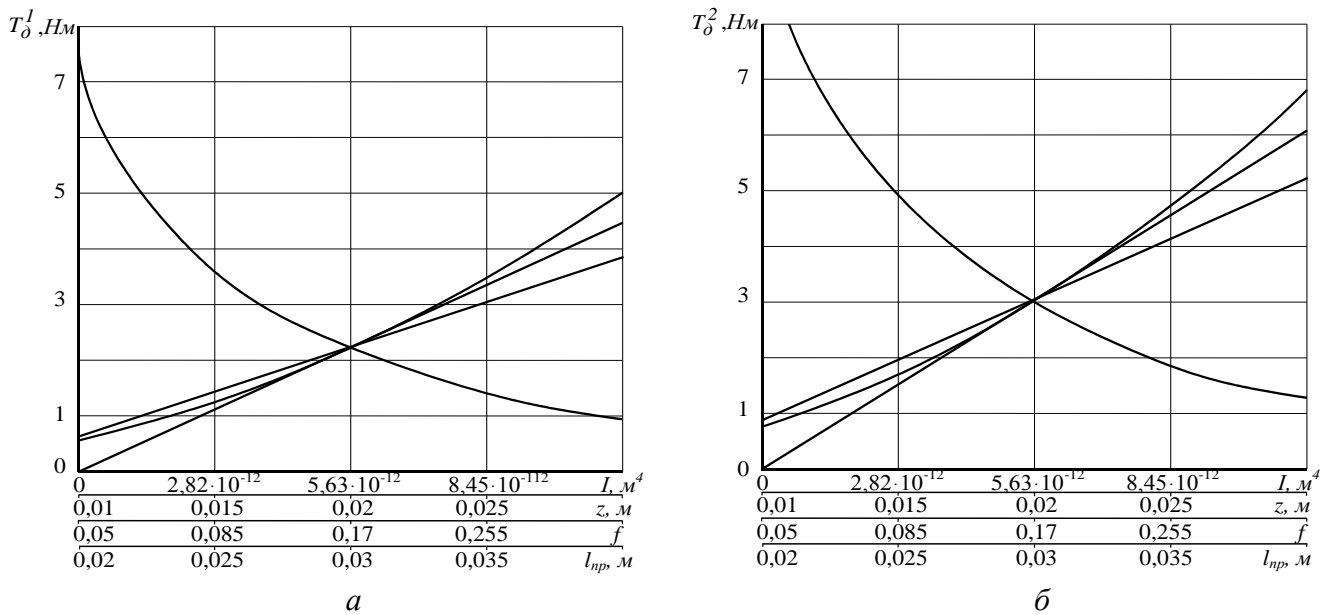


Рис. 14. Залежності крутного моменту T_{δ}^1 (а) і T_{δ}^2 (б) від параметрів I ; z ; f ; і l_{np} .

Такими даними доцільно користуватися при підборі необхідних параметрів залежно від заданої величини крутного моменту, яка визначається експериментально для різних сипких матеріалів і конструктивного виконання робочих поверхонь активатора.

Приведений максимальний розрахунковий момент, що забезпечує максимальний прогин гнучкого шнека, визначається з формули

$$M_{Pmax} = \frac{mgf}{2} L. \quad (20)$$

Відповідно довжина гнучкого шнека, що обслуговує робочу зону шириною B повинна вибиратися з умови

$$L = \sqrt[3]{\frac{B^3}{4} + \frac{2BC_\varphi}{mgf}}, \quad (21)$$

де приведена жорсткість конвеєра уточняється експериментально відповідно до відношення

$$C_\varphi = \frac{F_e L_e^2}{2\theta_e}, \quad (22)$$

де F_e , L_e і θ_e – експериментальні значення сили тяги, довжини технологічної магістралі і кута прогину завантажувального патрубку, відповідно.

Виробничі випробування гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим самозавантажувальним патрубком при транспортуванні ним зернового матеріалу показали, що при частоті обертання гвинтової спіралі $n=560$ об/хв продуктивність конвеєра становила 4600 кг/год.

Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою розширення функціональних та експлуатаційних показників патрубків гвинтових конвеєрів, а також вирішення проблемних питань, які виявлені в процесі проведених досліджень.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз процесів роботи завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів та їх конструктивних схем показав, що на даний час відсутні конструкції таких робочих органів, які забезпечують самозавантаження матеріалу та переміщення гнучкого кожуха в бік забору сипкого матеріалу. У дисертації наведено теоретичне узагальнення та вирішення науково-прикладної задачі, яка полягає у розробці самозавантажувальних патрубків та обґрунтуванні їх раціональних конструктивних і технологічних параметрів для забезпечення самозавантаження та переміщення технологічної магістралі в напрямку матеріалу по мірі його вибирання.

2. На підставі запропонованої схеми процесу забору сипких матеріалів самозавантажувальним патрубком та проведеного силового аналізу кулачкового механізму повороту активатора вперше виведено системи рівнянь для визначення конструктивних параметрів робочого органу і встановлено межі їх раціональних значень: міжцентрова відстань 0,07...0,08 м, діаметр активатора 0,02...0,025 м, зазор між активатором і диском 0,0015...0,0025 м, жорсткість пружини $(1...1,5) \cdot 10^4$ Н/м. Встановлено, що максимальний крутний момент на кулачку відповідає кутам провертання диска $10^\circ...11^\circ$ – при вільно обертовому активаторі і $9^\circ...10^\circ$ – при заклиненому активаторі.

3. Виведені системи рівнянь для визначення параметрів шарнірно-важільного механізму повороту активатора дозволили встановити характер зміни крутного моменту при різних режимах роботи завантажувального патрубку. Встановлено, що

найбільш суттєвий вплив на величину крутного моменту на активаторі T_a має довжина шарнірно закріпленого важеля l і момент інерції плоскої пружини I . Параметри величини перекриття важеля з активатором Δ і радіуса активатора r_a не суттєво впливають на T_a . Визначено межі раціональних параметрів для радіуса диска 0,025 м: $l = 0,025 \dots 0,035$ м, $r_a = 0,02 \dots 0,024$ м, $\Delta = 0,002 \dots 0,004$ м, $I = 5 \dots 8 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$.

4. Вперше проведені теоретичні та експериментальні дослідження з визначення характеру руху технологічної магістралі дозволили встановити, що траєкторію траси гнучкого шнека з достатньою для практичного використання точністю можна апроксимувати ланцюговою лінією, параметрами якої є приведена жорсткість технологічної магістралі, а також згинний момент, що формується приводом патрубку. Встановлено, що при жорсткості технологічної магістралі $C_\varphi = 450 \dots 500 \text{ Нм}^2$ і довжині $l = 4 \dots 6$ м робоча зона становить $B = 3,2 \dots 8$ м.

5. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень елементів і зразків самозавантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів, яка дозволяє вивчити вплив конструктивно-силових параметрів механізмів повороту активаторів на робочі характеристики завантажувального патрубка, а також величину переміщення технологічної магістралі.

6. Проведені експериментальні дослідження кулачкового механізму повороту активатора дозволили встановити залежність максимальної величини крутного моменту від конструктивних параметрів елементів зачеплення. Для шарнірно-важільного механізму повороту експериментально встановлено зміну величини крутного моменту на центральному диску залежно від кута повертання активатора. Розбіжність між теоретичними і експериментальними дослідженнями не перевищує 17%.

7. За результатами досліджень встановлено, що для активатора виконаного у вигляді бітерного валу крутний момент для його повертання в різних матеріалах становив: для висівок 0,31 Нм; для ячменю 0,58 Нм і для пшениці 0,96 Нм. Встановлено, що для вищезазначених конструктивних і технологічних параметрів крутний момент, який повинен забезпечити відповідне тягове зусилля технологічної магістралі значно (в 3 – 10 разів) перевищує крутний момент для повертання активатора у сипкому середовищі.

8. У результаті проведеного багатофакторного експерименту складено регресійні залежності, за якими встановлено, що при роботі гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим самозавантажувальним патрубком, в діапазоні зміни параметрів $400 < n < 600$ (об/хв.), $2 < \delta < 4$ (мм), $10 < F < 50$ (Н), найбільший вплив на продуктивність конвеєра мають: частота обертання, далі зазор між активатором і диском і сила попереднього натягу пружини.

9. На підставі результатів досліджень розроблено інженерну методику проектування розроблених конструкцій гвинтових самозавантажувальних патрубків. Проведені виробничі випробування свідчать про доцільність застосування таких типів завантажувальних патрубків у гнучких гвинтових конвеєрах при їх роботі із сипкими матеріалами сільськогосподарського виробництва.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Розум Р.І., Гевко Р.Б. Розрахунок завантажувального патрубка гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Випуск 10. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – С.188 – 195.
2. Розум Р.І. Силовий аналіз завантажувального патрубка гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, випуск №17 „Підвищення надійності відновлюваних деталей машин”. – Харків, 2003. – С.203 – 207.
3. Розум Р.І., Гевко Р.Б. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубка гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Випуск 11. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2003. – С.92 – 96.
4. Розум Р.І. Павлова І.О. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубка та шарнірного несучого валу гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, випуск №24 „Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні”. – Харків, 2004. – С.310 – 313.
5. Розум Р.І. Обґрунтування вибору конструктивно-технологічної схеми завантажувального патрубка // Сільськогосподарські машини. Випуск 11. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2004. – С.126 – 131.
6. Розум Р.І.; Гевко Р.Б. Силовий розрахунок самозавантажувального патрубка сипких матеріалів // Вісник ТДТУ. – Тернопіль. – 2004. – Т.9, №4. – С.50 – 55.
7. Пат. 53987 А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/24. Гвинтовий конвеєр / Гевко Р. Б., Розум Р. І. Заявка – №2002043026; Заявл. 15.04.2002; Опубл. 17.02.2003.
8. Пат. 53998 А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/24. Гвинтовий конвеєр / Розум Р. І. Заявка – №2002043095; Заявл. 16.04.2002; Опубл. 17.02.2003.
9. Пат. 61435 А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/24. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра / Гевко Р.Б. Розум Р.І. Заявка – №2003021004; Заявл. 05.02.2003; Опубл. 17.11.2003.
10. Пат. 61683 А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/24. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра / Розум Р.І. Заявка – №2003032693; Заявл. 28.03.2003; Опубл. 17.11.2003.
11. Пат. 4003 Україна МПК 7 В65G33/16, 33/24. Патрубок гвинтового конвеєра // Данильченко М.Г., Розум Р.І., Гевко Р.Б. Заявка – №20040503447; Заявл. 06.05.2004; Опубл. 15.12.2004.
12. Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель № 13824/1 від 29.09.2004. МПК 7 В65G33/16, 33/24. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра / Гевко Р.Б., Розум Р.І. Заявка – №20040503357; Заявл. 06.05.2004.
13. Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель № 16269/1 від 26.11.2004. МПК 7 В65G33/16, 33/24. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра / Гевко Р.Б., Розум Р.І. Заявка – №20040705257; Заявл. 01.07.2004.

14. Розум Р. Обґрунтування параметрів завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Матеріали сьомої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 22 – 24 квітня 2003р.). – Тернопіль ТДТУ, 2003. – С.72.

15. Розум Р. Визначення конструктивно-технологічних параметрів самозавантажувального патрубку // Матеріали восьмої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 11–12 травня 2004р.). – Тернопіль: ТДТУ, 2004. – С.68.

АНОТАЦІЇ

Розум Р.І. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів гвинтових самозавантажувальних пристроїв. – Рукопис.

Дисертаційна робота на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, 2005.

У дисертаційній роботі представлені теоретичні та експериментальні дослідження розроблених конструкцій гвинтових самозавантажувальних пристроїв, які забезпечують завантаження технологічної магістралі сипким матеріалом і одночасне переміщення її в сторону купи матеріалу по мірі його забирання. Виведено аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними, кінематичними та силовими параметрами механізмів повороту активаторів. Розроблено та виготовлено стендове обладнання, а також дослідні зразки самозавантажувальних патрубків. Проведені експериментальні дослідження, за результатами яких встановлено адекватність теоретичних залежностей реальним процесам роботи. Запропонована інженерна методика розрахунку параметрів гвинтових самозавантажувальних патрубків, наведені аналітичні та графічні залежності для вибору їх раціональних параметрів.

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, завантажувальний патрубок, самозавантаження, технологічна магістраль, сипкі матеріали.

Розум Р.І. Разработка конструкций и обоснование параметров винтовых самогрузочных устройств. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Тернопольский государственный технический университет имени Ивана Пулюя, г. Тернополь, 2005.

Диссертация посвящена вопросам разработки, исследования и обоснования рациональных конструктивных, кинематических и технологических параметров винтовых самогрузочных патрубков, которые обеспечивают эффективную загрузку гибких технологических магистралей сыпкими материалами сельскохозяйственного производства.

На основании проведенного силового анализа механизмов оборота активаторов выведены аналитические зависимости для определения взаимосвязи между конструктивными, кинематическими и силовыми параметрами разработанных самозагрузочных патрубков.

Преобладающими факторами которые наиболее ощутимо влияют на характер крутного момента для шарнирно-рычажного механизма оборота активаторов являются: длина шарнирно закрепленного рычага, а также момент инерции плоской пружины.

Проведенные теоретические та экспериментальные исследования для определения характера движения технологической магистрали разрешили установить, что траекторию трасы гибкого шнека с достаточной для практического использования точностью можно аппроксимировать цепной линией.

Разработанные конструкции самозагрузочных патрубков защищены патентами Украины на изобретения.

Для проведения экспериментальных исследований, которые заключались в определении влияния конструктивно-силовых параметров механизмов оборота активаторов на рабочие характеристики самозагрузочного патрубка, а также на величину перемещения технологической магистрали, спроектировано и изготовлено стендовое оборудование. Разработаны методики проведения исследований.

На основании проведенного комплекса экспериментальных исследований определены границы рациональных конструктивных и кинематических параметров разработанных механизмов оборота активаторов.

Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований при определении максимального крутящего момента для кулачкового механизма оборота активаторов и изменение величины крутящего момента на центральном диске в зависимости от кута поворота показал, что разность результатов исследований не превышает 17%.

Для проектирования разработанных конструкций самозагрузочных патрубков предложена инженерная методика. Представлены упрощенные аналитические и графические зависимости для определения крутящего момента относительно конструктивных параметров самозагрузочных патрубков.

Ключевые слова: винтовой конвейер, загрузочный патрубок, самозагрузка, технологическая магистраль, сыпучие материалы.

R. Rozoom The elaborating of constructions and the motivating of dimensions of screw self loading devices. – Manuscript.

The thesis for the scientific degree receiving of technical sciences candidate according to the specialization 05.05.11 – machines and mechanization means of agricultural production. – Ternopil state technical university of Ivan Pul'uj, Ternopil 2005.

In the thesis are presented theoretically and experimental researches of worked out constructions of screw self-loading devices, which provide the loading of technical main line with the pouring material and it's simultaneous moving in the side of the heap of the measure of it's taking. The analytic researches are leaded out for the determination of the

correlation between constructive, cinematic and power dimensions. The stand equipment is worked out and made and the research samples of the self-loading binding hose. The experimental researches are made according to results of which the adequation of the theoretical dependences to real work's processes is mounted. The engineering methods of dimensions calculating of screw self-loading binding hose is recommended, the analytic and graphic dependences for the choice their rational dimensions are directed.

The key words: screw container, loading binding hose, self-loading, technological main line, pouring materials.