

ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені Івана Пулюя

РОЗУМ РУСЛАН ІВАНОВИЧ

УДК 631.358.42

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

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

Дисертація

на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Заслужений винахідник України,
доктор технічних наук, професор

Гевко Роман Богданович

Тернопіль 2005

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ I	
СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ.....	9
1.1. Механіко-технологічні властивості сипких сільськогосподарських матеріалів.....	9
1.2. Огляд робочих органів для завантаження сипких матеріалів.....	13
1.3. Аналіз результатів теоретичних досліджень процесів механізованого транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.....	25
1.4. Аналіз експериментальних досліджень механізмів для транспортування сипких матеріалів.....	29
1.5. Висновки.....	35
РОЗДІЛ II	
ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ.....	36
2.1. Обґрунтування вибору конструктивно-технологічної схеми завантажувального патрубка.....	36
2.2. Силевий аналіз кулачкового механізму повороту активатора.....	41
2.3. Силевий аналіз шарнірно-важільного механізму повороту активатора.....	52
2.4. Визначення траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого конвеєра при самозавантаженні сипкими матеріалами.....	64
2.5. Висновки.....	71
РОЗДІЛ III	
ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	73
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	73

3.2. Конструкції завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів.....	74
3.3. Лабораторні установки та результати досліджень силових параметрів завантажувальних патрубків.....	77
3.4. Експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра та результати проведення багатофакторного експерименту.....	82
3.5. Методика проведення та результати експериментального визначення характеру тягового зусилля завантажувальної магістралі.....	93
3.6. Методика проведення та результати експериментальних досліджень режиму роботи активатора в сипкому середовищі.....	96
3.7. Висновки	100

РОЗДІЛ IV

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ ТА ЇХ ВИРОБНИЧА ОЦІНКА.....	102
4.1. Розрахункові та графічні залежності для вибору параметрів механізмів повороту активаторів самозавантажувальних патрубків.....	102
4.2. Інженерна методика проектування самозавантажувальних патрубків.....	108
4.3. Виробнича та економічна ефективність гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим самозавантажувальним патрубком.....	112
4.4. Перспективні напрямки вдосконалення процесів забору сипких матеріалів завантажувальними патрубками.....	114
4.5. Висновки.....	119

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	120
---------------------------------------	-----

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	123
---------------------------------	-----

ДОДАТКИ.....	136
--------------	-----

ВСТУП

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 органу 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 агропромислового комплексу" 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 патрубків на продуктивність технологічної магістралі в процесі завантаження зерновим матеріалом;

– розробити інженерну методичку 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 багатофакторного експерименту та використання 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.

Безпосередня участь здобувача в отриманні наукових результатів, викладених у дисертації та відображених у наукових працях полягає: в аналізі сучасного стану питання і пошуку перспективних технологічних схем процесу забору сипких матеріалів; виведені аналітичних залежностей; розробці та виготовленні самозавантажувальних патрубків і стендового обладнання; проведенні експериментальних досліджень.

У публікаціях, викладених у співавторстві, особистий внесок здобувача складає понад 70%. У патентах України на винаходи частка кожного автора є однаковою.

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.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ

1.1. Механіко-технологічні властивості сипких сільськогосподарських матеріалів

Сипким сільськогосподарським матеріалам властиві особливості, які за відносно невеликих затрат дають змогу механізувати процеси їх переміщення і зберігання, що істотно відрізняє їх від інших матеріалів.

У сільськогосподарському виробництві ряд технологічних операцій пов'язано з переміщенням сипких матеріалів. Тому під час проектування робочих органів відповідних машин важливо знати механіко-технологічні властивості сипких матеріалів, тобто властивості, які мають суттєвий вплив на закономірності та характер протікання технологічних процесів сільськогосподарського виробництва, а також методи їх визначення.

Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів досліджували такі вчені: Р.Л. Зенков, В.П. Горячкін, П.М. Василенко, Г.А. Хайліс, М.І. Кльонін, М.О. Демидко, О.М. Карпенко, В.А. Желіговський, М.Н. Летошнєв, М.А. Дементьєв, І.П. Безручкін, В.В. Боцманов, К.І. Васильєв, А.Н. Новіков, М.П. Кругляков, М.Г. Догановський, Є.В. Козловський, М.Ф. Бурмістрова, С.М. Гімейн, Г.П. Варламов, С.Н. Нікелін, І.В. Павловський, Н.М. Марченко, М.А. Літвінов, В.М. Верховський, М.К. Лінник, І.І. Шкодкін, А.Г. Пузанков та інші.

Сипкий матеріал слід розглядати як статичну сукупність твердих частинок, випадкова орієнтація яких у просторі спричинена дією гравітаційних, фрикційних сил і сил розклинювання.

Форма сипких сільськогосподарських матеріалів є еліпсоїдна або бобоподібна (довжина значно перевищує товщину і ширину – соя та інші зерна бобових культур), кулькоподібна (довжина, ширина та товщина практично однакові або відрізняються незначною мірою – горох, просо), пірамідальна

(гречка), сочевицеподібна (ширина насінин дорівнює довжині за значно меншої товщини – сочевиця та ін.), довгаста (пшениця, ячмінь, жито, кукурудза та ін.) [45; 69].

Лінійні розміри характеризуються: довжиною l , шириною b і товщиною a [45]. Для різних форм характерні наступні співвідношення лінійних розмірів: еліпсоїдальні $a < b < l$; кулькоподібні $a = b = l$; пірамідальні $a < b < l$; сочевицеподібна $a < b = l$; довгаста $a < b < l$ і $a = b < l$. Звідси видно, що у більшості випадків довжина l – найбільший розмір, ширина b – середній і товщина a – найменший. Розміри зернового матеріалу сільськогосподарських культур приведені в таблиці 1.1 [69].

Таблиця 1.1.

Розміри зернових матеріалів сільськогосподарських культур

Зерновий матеріал	Розміри, мм		
	Довжина	Ширина	Товщина
Пшениця	4,2 – 8,6	1,6 – 4,0	1,5 – 3,8
Жито	5,0 – 10,0	1,4 – 3,6	1,2 – 3,5
Овес	8,0 – 18,6	1,4 – 4,0	1,2 – 3,6
Ячмінь	7,0 – 14,6	2,0 – 5,0	1,4 – 4,5
Рис	5,0 – 12,0	2,5 – 4,3	1,2 – 2,8
Кукурудза	5,2 – 14,0	5,0 – 11,0	3,0 – 8,0
Гречка	4,4 – 8,0	3,0 – 5,2	2,0 – 4,2
Просо	1,8 – 3,2	1,2 – 3,0	1,0 – 2,2
Горох	4,0 – 8,8	3,7 – 8,0	3,5 – 8,0
Соняшник	7,5 – 15,0	3,5 – 8,6	1,7 – 6,0
Льон	3,2 – 6,0	1,7 – 3,2	0,5 – 1,5
Соя	5,0 – 10,5	3,5 – 8,0	3,0 – 6,0

Об'ємна маса (щільність) сипкого матеріалу це маса матеріалу, що знаходиться в одиниці об'єму. Розрізняють об'ємну масу сипкого матеріалу, вільно насипаного і ущільненого [38; 69]. Об'ємна маса (γ_0) змінюється в широких межах: від 0,08 до 2,4 т/м³ і більше [69]. Матеріали щільністю $\gamma_0 < 0,6$ т/м³ називають легкими, $0,6 < \gamma_0 \leq 1,1$ – середніми, $1,1 < \gamma_0 \leq 2$ – важкими, $\gamma_0 > 2$ т/м³ – сильно ущільненими.

Для визначення динамічної щільності матеріалу мірну посудину встановлюють на вібраційний стіл і заповнюють матеріалом. Під час вібрації

стола рівень матеріалу поступово знижується. В посудину добавляють матеріал доти, доки зниження його рівня не припиниться. Після цього стіл зупиняють, а далі діють так само, як і в разі визначення щільності вільно насипаного матеріалу. Відношення щільності γ_y динамічно ущільненого сипкого матеріалу до щільності вільно насипаного γ_0 називають коефіцієнтом ущільнення

$$k_y = \gamma_y / \gamma_0 . \quad (1.1)$$

Коефіцієнти зовнішнього тертя різних матеріалів у відносному русі (динамічний) менші, ніж коефіцієнти тертя спокою, на 10 – 30% [45]. Коефіцієнти зовнішнього тертя приведені в таблиці 1.2. [47; 70].

Таблиця 1.2.

Коефіцієнти зовнішнього тертя

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

Тертя сипкого матеріалу в шарі, його сипучість, оцінюється кутом природного відкосу, який для різних культур міняється від 25° до 40° . Порошкоподібні добрива мають кут природного відкосу до 35° , а гранульовані – до 40° [45]. Для ідеально сипких матеріалів кут внутрішнього тертя рівний куту природного відкосу [38; 39; 45; 47; 69; 70].

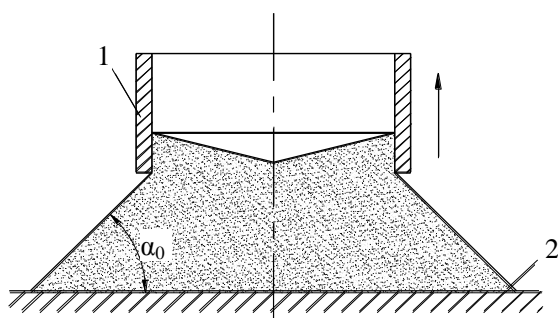


Рис. 1.1. Схема визначення кута природного відкосу

Схема визначення кута природного відкосу показана на рис. 1.1 [69].

Порожнистий циліндр 1 ставлять на площину 2 і заповнюють сипким матеріалом. Потім циліндр повільно піднімають, при цьому матеріал

висипається і розміщується під кутом природного відкосу α_0 . Для зв'язних матеріалів кут природного відкосу більший, ніж кут внутрішнього тертя, і залежить від методу формування укосу: у разі насипання зверху утворюється кут насипання α_n , у разі обвалення – кут обвалення $\alpha_{об}$ (рис. 1.2). При цьому

$$\operatorname{tg} \alpha_n = f + \frac{\tau_0}{hg\rho} = f/2 + \sqrt{f^2/4 + \frac{2\tau_0}{A_B g\rho}}; \quad (1.2)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{об} = \frac{hfg\rho}{hg\rho - 4,7\tau_0\sqrt{f}}, \quad (1.3)$$

де h – висота укосу;

ρ – щільність матеріалу;

g – прискорення вільного падіння;

f – коефіцієнт тертя;

τ_0 – початковий опір зсуву;

A_B – основа трикутного штабеля.

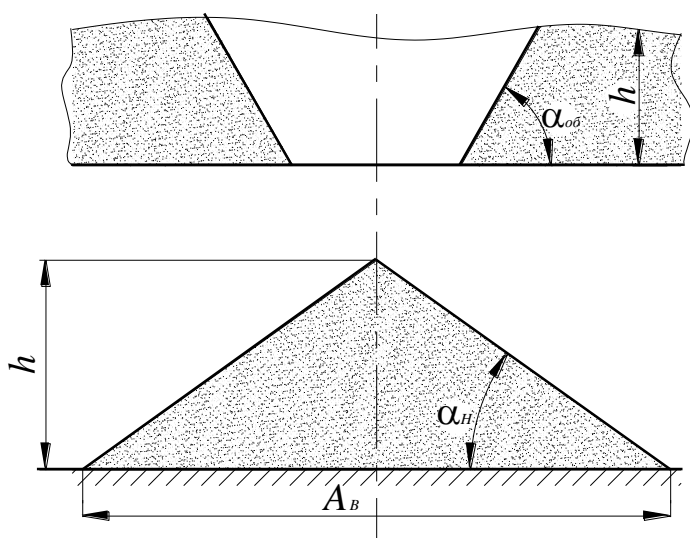


Рис.1.2. Кути насипання і обвалення

Кут природного відкосу залежить від розмірів та форми, стану поверхні та вологості матеріалу. З підвищенням вологості сипучість зменшується (кут природного відкосу відповідно зростає). Значення кутів природного відкосу приведені в таблиці 1.3 [38; 39; 47; 70].

Під ідеально сипкими матеріалами слід розуміти такі, в яких між частинками твердого тіла існують тільки зв'язки тертя та однобічного стискання (зерно, цукор, пісок, гранульовані мінеральні добрива тощо).

Під зв'язними сипкими матеріалами слід розуміти такі, в яких зв'язки між частинками твердого тіла є силами тертя і силами щеплення, що діють в одних і тих самих площинах контактів (порошкоподібні добрива, борошно тощо).

Таблиця 1.3.

Кути природного відкосу

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

Вологість сипкого матеріалу W_B визначають висушуванням взятої проби за температури 105°C до сталої маси і обчислюють за формулою [69]

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m_2}, \quad (1.4)$$

де m_1 і m_2 – маси зразка відповідно до і після висушування.

Вище розглянуті властивості сипких сільськогосподарських матеріалів повинні враховуватись при розробці робочих органів завантажувальних патрубків конвеєрів.

1.2. Огляд робочих органів для завантаження сипких матеріалів

В загальному випадку машини, які транспортують сипкі сільськогосподарські матеріали можна поділити на два класи: пневматичні установки і конвеєри.

Як правило мобільні пневматичні установки мають всмоктувальну та нагнітальну магістралі. В якості повітренадувних пристроїв застосовують вентилятори, турбомашини, ротаційні вакуум-помпи та компресори.

Типовим представником пневматичної установки для транспортування зернових матеріалів є машина фірми “Kongskilde” (Данія), основні технологічні схеми роботи якої зображено на рис. 1.3 і 1.4.

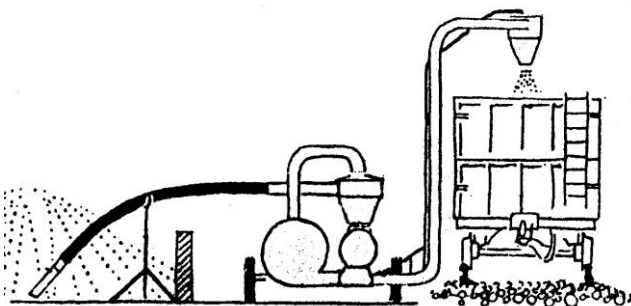


Рис. 1.3. Забір матеріалу з купи в причіп

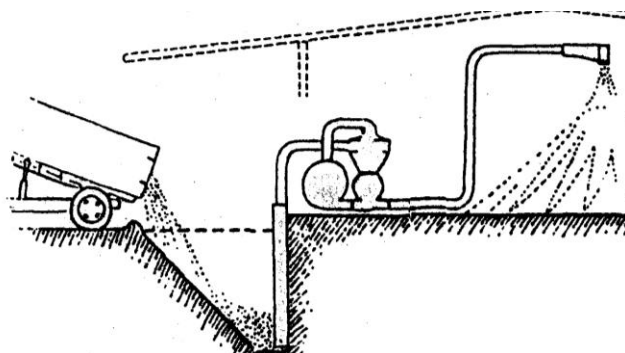
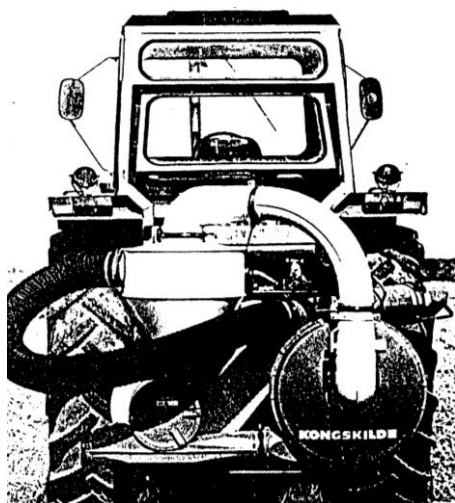


Рис. 1.4. Забір матеріалу з траншеї в сушарку

Однак, як видно з рис. 1.5 процес забору здійснюється оператором, що знижує рівень механізації таких технологічних операцій.

Необхідно зазначити, що при високій продуктивності, такі установки є досить дорогими, а питомі енерговитрати на виконання технологічного процесу у 8...14 разів є вищими ніж у конвеєрах [42].



a



б

Рис. 1.5. Загальний вигляд пневмомашини фірми “Kongskilde” (Данія)

a – в транспортному положенні

б – в процесі забору матеріалу

За конструктивними ознаками робочих органів конвеєри поділяють на конвеєри з гнучким тяговим органом і без гнучкого тягового органу. До конвеєрів з гнучким тяговим органом відносяться стрічкові, ланцюгові, пластинчаті, скребкові та ланцюгові.

До конвеєрів без тягового робочого органу, що переміщують сипкі сільськогосподарські матеріали, в першу чергу відносять гвинтові, завантаження яких здійснюється двома способами: за допомогою бункерів і завантажувальними патрубками.

Оскільки метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності і рівня механізації процесів завантаження гнучких гвинтових конвеєрів то проведемо аналіз існуючих конструкцій бункерних пристроїв і завантажувальних патрубків.

При проведенні огляду бункерних пристроїв основна увага приділялась елементам збурення сипкого середовища, які, по можливості, будуть використані при розробці нових схем і конструкцій завантажувальних патрубків.

При витіканні в бункерах сипких матеріалів можливе утворення склепінь, на утворення яких впливають як характеристики самого матеріалу, їх зміна в часі, так і параметри бункерів. Запобігання утворенню склепінь можливе за рахунок застосування збуджувачів сипких матеріалів.

Вони характеризуються методом, місцем та інтенсивністю збудження. В якості збуджувачів використовують механічні розрихлювачі, розташовані в середині бункера; вібратори, встановлені на стінках або в середині бункера; аеродинамічні розрихлювачі.

Механічні збуджувачі застосовують для покращення сипучості дрібно зернистих і порошкоподібних матеріалів. Їх дія ґрунтується на перемішуванні матеріалу для зменшення сил зчеплення між окремими частинками і для порушення рівноваги склепінь матеріалу в бункері. Механічний збуджувач представляє собою вал з лопатками, що обертається з коловою швидкістю, рівній швидкості живильника, і розрихлює матеріал при обертанні. Збуджувачі цього типу відрізняються простотою конструкції і малою енергоємністю в порівнянні зі збуджувачами інших типів.

Для усунення склепіння матеріалу в середину бункера вводять штангу [38]. Розташована в опорах штанга 1 (рис. 1.6) з лопатками 6 в нижній частині

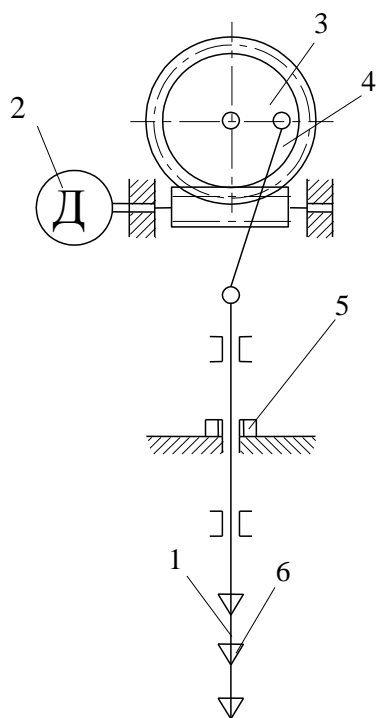


Рис. 1.6. Збуджувач у вигляді рухомої штанги

отримує зворотно-поступальний і обертовий рухи від електродвигуна 2 через черв'ячний редуктор 3 і кривошипну передачу 4. Обертання штанзі передається від гвинтового спряження з направляючою 5. Збуджувач може руйнувати склепіння в матеріалі лише в тому випадку, якщо він утворився в районі розташування штанги.

Для запобігання зависання сипких матеріалів можна використовувати збуджувачі (рис. 1.7) у вигляді просторової решітки 1, встановленої всередині бункера 5 на нижній 2 і верхній 3 кільцевих опорах, за допомогою яких решітка вільно розташована на ексцентричному вертикальному валу 4. Вертикальний вал жорстко закріплений з приводним механізмом живильника 6 з певним ексцентриситетом до осі обертання.

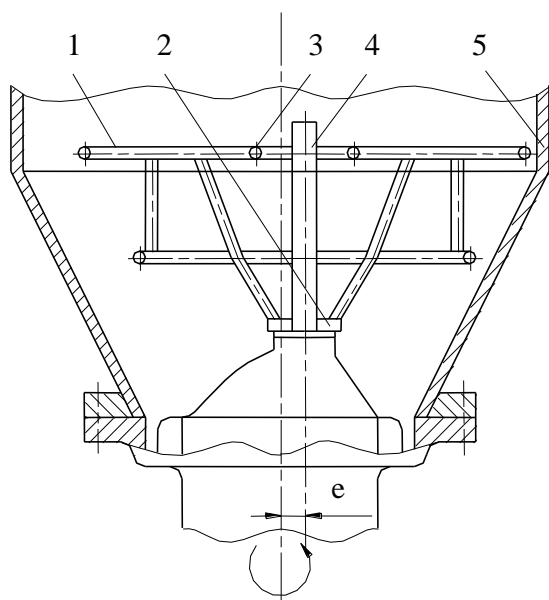


Рис. 1.7. Збуджувач у вигляді просторової решітки

При роботі живильника решітка обертається з радіусом, рівним величині ексцентриситету e , і коливається відносно валу, за рахунок більшого зазору у верхній опорі.

Розміри решітки вибирають близькими до внутрішніх розмірів бункера, що дозволяє охоплювати всю зону склепоутворення матеріалу і підвищує ефективність його руйнування.

Віброзбуджувачі (вібратори) використовують для покращення витікання різних зернистих матеріалів. Під дією вібраторів фізико-механічні властивості матеріалу змінюються, а завислий матеріал приходить в рух.

Розрізняють вібратори електромеханічні, в яких вібрація проходить за рахунок обертання неврівноважених мас, встановлених на валу електродвигуна; електромагнітні, в яких коливання здійснюються за допомогою електромагнітів постійного і змінного струму; пневматичні, які працюють за допомогою стиснутого повітря.

Вібрації від віброзбуджувачів передаються або на стінки бункера, або на вібруючий робочий орган в середині бункера. Віброзбуджувачі відрізняються відносною простотою конструкції, керування і обслуговування, а також незначними енерговитратами. Однак вони мають ряд недоліків. Як відомо, вібрація може призвести не тільки до розрихлення, але і до ущільнення матеріалу. Утворені при вібраційному ущільненні склепіння настільки міцні, що руйнування їх за допомогою віброзбуджувачів є проблематичним.

Накладні віброзбуджувачі встановлюють із зовнішньої сторони стінки бункера переважно на $1/4 - 1/3$ його висоти ближче до вихідного отвору. Кількість і потужність віброзбуджувачів залежить від типу, розміру бункера, характеристик матеріалу і його стану. Руйнування склепінь і покращення сипучості матеріалу з використанням накладних вібраторів рекомендується виключно для бункерів малого об'єму.

Для запобігання руйнування стінок бункера і металоконструкцій від дії шкідливих вібраційних навантажень застосовують накладний вібратор на

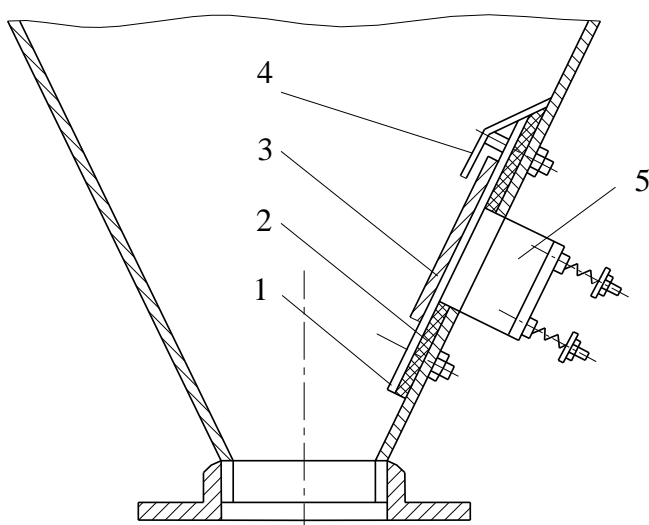


Рис. 1.8. Схема накладного вібратора на пружних елементах

пружних елементах, який зображено на рис. 1.8. Віброплита складається з металевого листа 3, по периметру якого закріплена конвеєрна стрічка 1. Для зменшення вібраційної дії плити на стінку бункера під лист підкладають два-три шари мікропористої гуми 2. Для запобігання попадання під віброплиту дрібних частинок над нею

встановлюють спеціальну пластину 4. Вібратор 5 кріпиться до листа із зовнішньої сторони бункера. При утворенні склепіння включають вібратор, коливання якого передаються плиті, що приводить в рух матеріал і значно зменшує тертя між частинками, тим самим руйнуючи склепіння. Гумові прокладки зменшують вібраційні дії на корпус бункера.

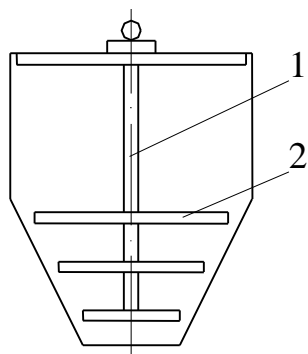


Рис. 1.9. Підвісний жорсткий віброзбуджувач

Підвісні вібратори відрізняються один від одного формою робочого органу і місцем встановлення. Підвісний жорсткий віброзбуджувач (рис. 1.9) складається із вертикального валу 1 з лопатями 2, встановленого в середині бункера. Вал повертається навколо своєї осі (під дією вібрації і руху матеріалу) за рахунок нахилу лопатей і

застосування в якості опори валу підшипника кочення. Опорна балка руйнівального пристрою кріпиться до кронштейнів бункера гумовими або пружними амортизаторами, щоб вібрація не передавалась на стінки.

Збуджувач з віброуючими тягами розташований в середині корпусу бункера 1 і виконаний у вигляді похило розташованих до поздовжньої осі корпусу тяг 2, пружно змінних по довжині, одним кінцем прикріплених до

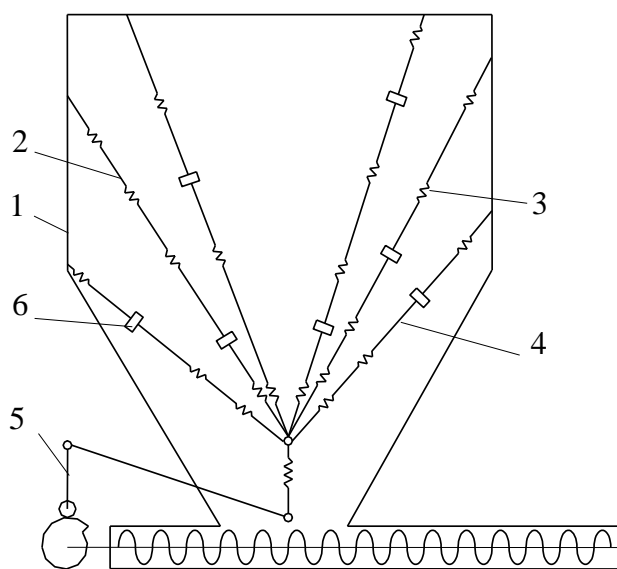


Рис. 1.10. Збуджувач з віброуючими тягами

стінок корпусу бункера, а другим – до привода 5 збуджувача (рис. 1.10). Тяги 2 складаються або тільки з пружин, або з окремих відрізків стержнів 4, послідовно з'єднаних між собою пружинами 3. Це дозволяє спростити конструкцію і забезпечити стійкість роботи пристрою. Привід 5 включається в роботу періодично, або постійно. На тягах можуть бути закріплені пластини 6, які збільшують

дію на руйнування склепінь. Коли в сипкому матеріалі утворюється склепіння, включають привід збуджувача, який приводить в рух тяги. Тяги працюють тільки на тих ділянках, які знаходяться в порівняно рихлій масі сипких матеріалів на межі склепінь і своїми коливаннями руйнують його.

Пневматичні пристрої широко використовуються для запобігання і ліквідації склепоутворень в ємкостях для порошкоподібних і пилоподібних матеріалів. Порошкоподібні і пилоподібні матеріали насичуються повітрям, що викликає збільшення пористості матеріалів і зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя.

Щоб ліквідувати зависання матеріалу над випускним отвором, пневматичні збуджувачі необхідно встановлювати в місті утворення склепінь, так як в іншому випадку може відбутись небажане ущільнення матеріалу. Критична висота утворення склепінь залежить від багатьох факторів і суттєво відрізняється в залежності від реологічних властивостей матеріалів. Тому ємкості в більшості випадків обладнують системою пневматичних збуджувачів, які встановлюють в певному порядку по всій поверхні стінок.

У вітчизняній і зарубіжній практиці експлуатації ємкостей для порошкоподібних матеріалів отримали широке розповсюдження аероднища, які складаються із повітророзподільних коробок, покритих пористими елементами, до яких знизу підводиться повітря. В якості пористих елементів використовуються різноманітні тканини, кераміка, дерев'яні і синтетичні плитки, а також перфоровані труби з активною поверхнею $0,125 - 0,25 \text{ м}^2$.

Однією з основних причин виходу з ладу аераційного обладнання – втрата повітропроникності плиток і утворення на їх поверхні щільної кірки. Це явище виникає через вологість повітря, що подається в аераційне обладнання. Фільтри, які використовуються для очистки повітря не завжди є ефективними.

Одним із методів боротьби зі склепоутворенням порошкоподібних матеріалів – встановлення пневматичних сопл (повітряні факели) в зоні зависання матеріалу, через які подається стиснуте повітря під тиском 4 – 6 атм. Миттєва подача повітря при відкритті швидкохідних вентилів має ударну дію,

що знижує внутрішній опір тертю, зменшує щеплення частинок матеріалу зі стінками і покращує процес витікання матеріалу. Мембранний клапан подає в сопло повітря на протязі 0,5 – 1 с.

Руйнування склепінь за допомогою пневматичних сопл ефективно лише при подачі повітря в зону склепіння. При невиконанні цієї умови повітряний удар не зруйнує склепіння і не розрихлить матеріал навіть при тиску в 7 атм. В зв'язку з цим встановлюють систему пневматичних сопл в різних місцях.

Для ефективного забору злежаних і ущільнених матеріалів можна застосовувати шнековий одномагістральний конвеєр (А. С. СРСР № 1283189), який містить завантажувальний патрубок, виконаний у вигляді бура (рис. 1.11).

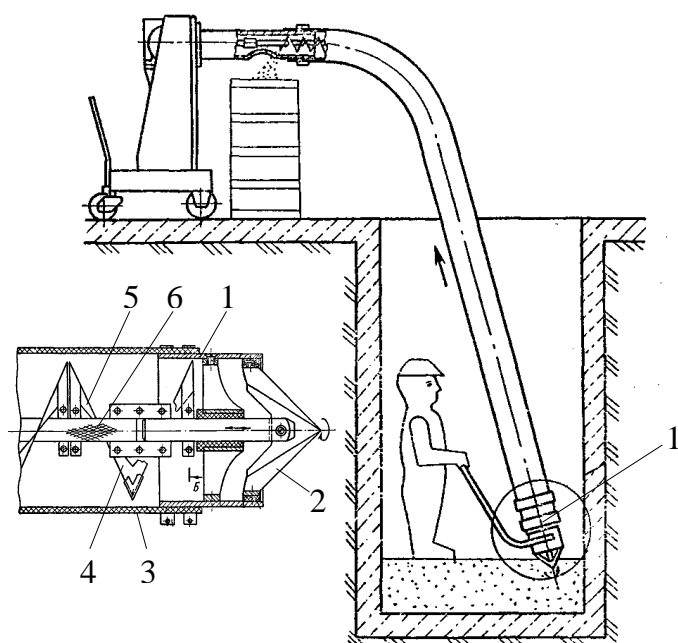


Рис. 1.11. Шнековий одномагістральний конвеєр

технологічної магістралі на вертикальних ділянках, що є можливим за рахунок кріплення гвинтової спіралі 5 до гнучкого валу 6.

До недоліків даного шнекового конвеєра можна віднести конструктивну складність гвинтового бура, низьку надійність гнучкого валу, який виконаний у вигляді тросу, що ефективно працює на розтяг, а не на кручення, а також постійну присутність оператора при виконанні технологічного процесу.

У процесі роботи оператор вводить завантажувальний патрубок 1 в злежаний матеріал. Конусоподібні гвинтові лопатки 2 бура при обертанні врізаються у матеріал і, розрихлюючи його, подають у середину еластичного кожуха 3. Далі матеріал шнековим робочим органом 4 подається у зону вивантаження.

Перевагами такого робочого органу є ефективний забір злежаних матеріалів і використання

Як варіант, для забору злежаних матеріалів застосовують спіраль шнека,



Рис. 1.12. Забір за допомогою спіралі шнека

яка виступає з еластичного кожуха (рис. 1.12). Для покращення процесу подрібнення матеріалу периферійна поверхня шнека може бути утворена у вигляді окремих пелюстків, торцеві поверхні яких виконані заточеними і зміщені одні відносно одних [88], (рис. 1.13).

Застосування такого робочого органу сприяє інтенсивному подрібненню матеріалу, однак відсутність направляючих в сторону еластичного кожуха призводить до розкидання матеріалу і відповідно до низького коефіцієнту завантаження технологічної магістралі конвеєра. Виконання відкритої магістралі в процесі забору матеріалу є особливо небезпечним з точки зору техніки безпеки.

Для збільшення довжини технологічних магістралей при транспортуванні

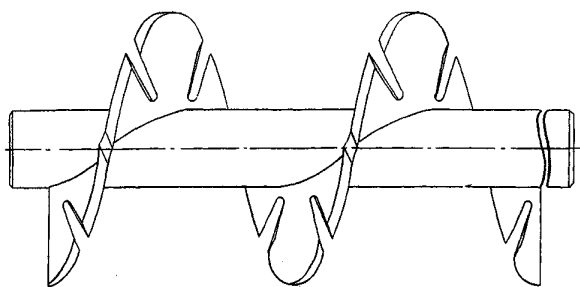


Рис. 1.13. Схема виконання поверхні гвинтового конвеєра

сільськогосподарських матеріалів, як правило, застосовують двомагістральні конвеєри з центральним приводом. В цьому випадку крутильні навантаження на спіраль в зоні її кріплення до ведучого валу суттєво зменшуються ніж при застосуванні одномагістрального

конвеєра аналогічної довжини, а в зоні забору матеріалу встановлюють завантажувальний патрубок.

Конструктивна схема такого типу конвеєра (А. С. СРСР № 1348268) зображена на рис. 1.14. Завантажувальний патрубок виконаний у вигляді трубчатого валу 1, на якому встановлений розрізний кожух 2 з конічними пелюстками 3.

Перед початком роботи патрубок кінцевою частиною вводять у матеріал, після чого розрізний кожух натягують на трубчатий вал, що призводить до розкриття пелюстків і відповідно просипання матеріалу на спіраль. Далі вмикають привід, спіраль захоплює матеріал і подає його в зону вивантаження.

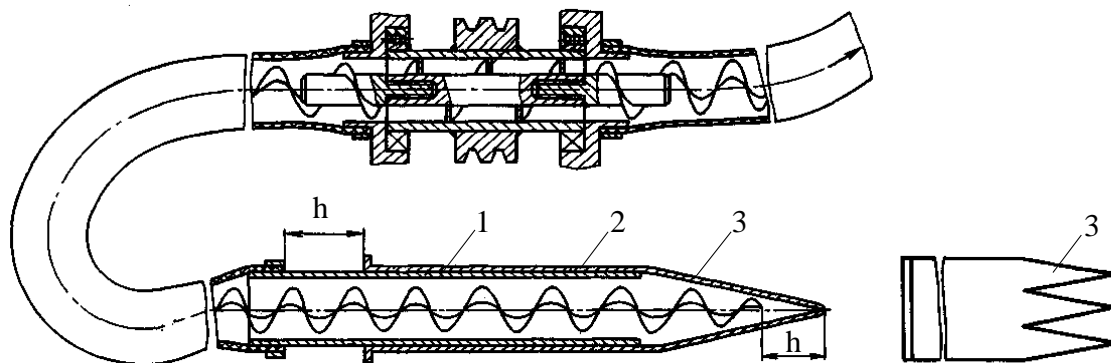


Рис. 1.14. Конструктивна схема конвеєра з кінчними пелюстками

Перевагами такої конструкції завантажувального патрубка є досить просте і глибоке проникнення його в купу матеріалу без деформації пружної спіралі шнека в статичному стані.

До основних недоліків даного робочого органу можна віднести низький коефіцієнт завантаження конвеєра, а також необхідність постійного зовнішнього втручання оператора з метою активізації процесу забору матеріалу.

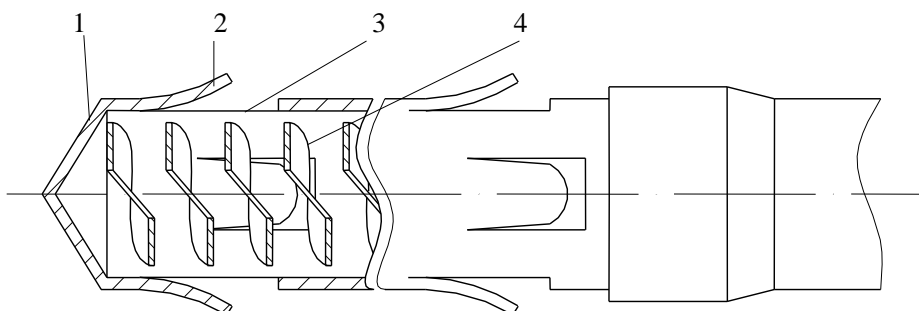


Рис. 1.15. Завантажувальний патрубок з відігнутими пелюстками

Для виключення деформації гвинтової спіралі при введенні завантажувальної магістралі в сипкий матеріал, що особливо негативно впливає на її експлуатаційну стійкість, можна застосувати завантажувальний патрубок (А. С. СРСР № 1645219), який зображено на рис. 1.15. Його конструктивною особливістю є виконання кінцевика циліндричної форми із суцільним конусом 1. Рівномірно по циліндричній поверхні кінцевика виконані відігнуті пелюстки

2, які частково перекривають просівні вікна 3. В середині кінцевика розташована спіраль шнека 4. Відігнуті пелюстки при введенні завантажувального патрубку в матеріал виключають можливість подання його значної маси через просівні вікна на гвинтову спіраль.

Перевагами такого патрубка є простота конструкції та експлуатації, а до недоліків можна віднести низький коефіцієнт завантаження магістралі, а також ефективність його роботи лише при вертикальному введенні в купу матеріалу.

Частково усунути вищевказані недоліки може завантажувальний патрубок (А. С. СРСР № 1710462), конструктивна схема якого зображена на рис. 1.16. Кінцевик патрубка виконаний у вигляді пружного обмежувача 1, в якому розташована гвинтова спіраль 2. Пружний обмежувач виготовлений у вигляді циліндричної спіралі, між витками якої утворені зазори, а напрямок її навивання є протилежним до робочої спіралі шнека.

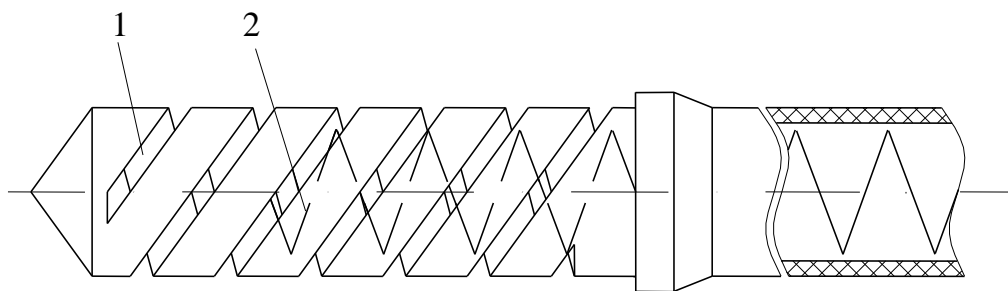
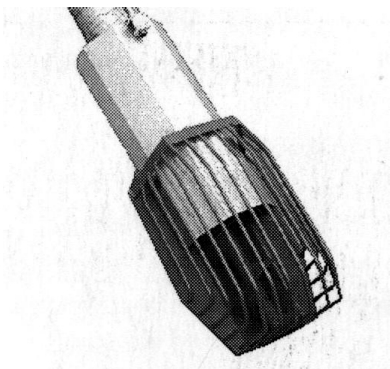


Рис. 1.16. Завантажувальний патрубок з пружним обмежувачем

При введенні обмежувача в купу сипкого матеріалу, під дією сили опору, його витки деформуються, що призводить до перекриття зазорів і відповідно виключення деформації спіралі шнека. При відпусканні патрубка обмежувач розкривається і матеріал самоплинно поступає на гвинтову спіраль шнека.

В процесі роботи пружний обмежувач від контакту зі спіраллю шнека вібрує, що сприяє збільшенню коефіцієнта завантаження матеріалом технологічної магістралі.

Однак виконання обмежувача у вигляді циліндричної спіралі призводить до зростання його осьової жорсткості в порівнянні з робочою спіраллю шнека, яка має ребристу навивку. Тому товщина стінок повинна бути незначною, що викликає сумнів стосовно її стійкості при введенні патрубка в матеріал.



Основним недоліком вище розглянутих патрубків є відсутність можливості регулювання прохідного січення для подачі сипкого матеріалу. Даний недолік можна усунути шляхом введення над спіраллю шнека регульованого кожуха, який в залежності від необхідного коефіцієнта завантаження технологічної магістралі може переміщуватись і фіксуватись відносно центральної осі шнека. Типовим представником такого типу робочого органу є Завантажувач фірми SVEA (Швеція), який зображений на рис. 1.17.



Рис. 1.18. Навантажувач зерна НЗ-20

В останній час на ВАТ “Львівагромашпроект” [12] розроблений навантажувач зерна НЗ-20 (рис. 1.18) забірна частина, якого виконана у вигляді поперечного шнека, частково охопленого щитком, який кінематично з’єднаний із повздовжнім завантажувальним шнеком, розташованим у жорсткому суцільному кожуху. Продуктивність такого навантажувача становить 20 т/год. Висота вивантаження 1–3м, а споживча потужність 4,5кВт.

Перевагами такої заірної частини є високий коефіцієнт завантаження технологічної магістралі.

До недоліків можна віднести постійну присутність оператора, а також конструктивну складність при компонуванні з гнучкою магістраллю. Однак, основним недоліком такого навантажувача є те, що зона вивантаження в процесі роботи постійно змінюватиметься, що призводитиме до непродуктивних витрат часу оператора на її спрямування в задане місце.

З проведеного огляду можна зробити висновок про те, що на даний час відсутні такі конструкції завантажувальних патрубків, які забезпечують механізоване переміщення технологічної магістралі з одночасним її самозавантаженням сипким матеріалом.

1.3. Аналіз результатів теоретичних досліджень процесів механізованого транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів

Формуванням наукових основ теорії проектування гвинтових транспортуючих механізмів, питаннями розробки прогресивних конструкцій гнучких конвеєрів та визначенням їх раціональних конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів займались вчені П.М.Василенко; П.А.Преображенський; С.М.Михайлов; К.Д.Вацагін; А.М.Григор'єв; О.О.Труфанов; А.А.Омельченко; Х.Герман; Г.В.Корнєєв; 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; Б.М.Гевко; Р.М.Рогатинський; М.І.Пилипець Ф.К.Іванченко; Р.Б.Гевко; Д.Л.Радик; А.О.Вітровий; Ю.Б.Капацिला; А.І.Пік; Р.Я.Лещук та ін.

Перші роботи по експериментальному дослідженню гнучких шнеків в колишньому СРСР почали проводити ЦНДЛ харчобуду і ВІСГОМ в 1952 році. В звітах цих організацій приведено результати експериментів по їх продуктивності, енерговитратах і довговічності робочих органів.

Комплексне теоретичне і експериментальне дослідження гнучкого агрегата, робочим органом якого є пружина, проводилось в 1958-64рр. на кафедрі деталей машин Казанського хіміко-технологічного інституту під керівництвом А.М.Григор'єва [27] і було продовжено П.А.Преображенським [28, 29, 30]. Ними були рекомендовані конструктивні і режимні параметри даного типу робочого органу і запропоновано порядок його розрахунку. Більш глибокі теоретичні дослідження по визначенню впливу продуктивності та енерговитрат на процес транспортування сипких матеріалів гнучкими гвинтовими конвеєрами з пружною спіраллю круглого поперечного перетину викладені в роботах С.М.Михайлова, К.Д.Вацагіна, О.О.Труфанова [71, 72, 73].

Авторами виведено залежності для визначення продуктивності та потужності на привід горизонтального одно спірального гнучкого шнека.

Однак дані залежності, незважаючи на твердження авторів [71, 73], що їх теоретичні розрахунки досить точно корелюються з отриманими

експериментальними дослідженнями (похибки 10-15%) не можуть в повній мірі бути використані для розрахунку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів ширококутових спіралей, оскільки схеми взаємодії робочих органів пруткових і смугових спіралей з сипким матеріалом будуть різними. Дані залежності можуть бути взяті за основу при врахуванні активної площі взаємодії смуги спіралі із сипким матеріалом.

Визначенню конструктивних, кінематичних та енергосилових параметрів гнучких прутково-спіральних робочих органів також присвячені роботи Германа Х., основні результати досліджень якого викладені в монографії [25].

Однак у вищезгаданих роботах не піднімається питання стійкості спіралей на криволінійних трасах при переміщенні продуктів, що є основним фактором, який стримує їх широке застосування в промисловості, у зв'язку з низькою довговічністю робочих органів.

Питаннями теоретичних досліджень процесів функціонування та проектування гвинтових падаючих механізмів займаються різні організації, конструкторські бюро, в тому числі Український науково-дослідний інститут сільськогосподарського машинобудування, Національний аграрний університет, Науково-дослідний інститут зерна, Інститут механізації та електрифікації сільського господарства УААН, Казанський хіміко-технологічний інститут, Київський інститут оборони та інші.

Спільний розгляд руху ізольованої матеріальної точки в швидкісних шнеках і деякі закономірності руху маси матеріалу в конвеєрах дозволило П.А. Преображенському запропонувати формулу для розрахунку продуктивності односпірального гнучкого шнека [103]

$$Q = K_n \cdot F_p \cdot V_{zcm} \cdot \gamma_o, \quad (1.5)$$

де K_n - коефіцієнт пропорційності;

F_p - робоча площа поперечного січення кожуха в м²;

V_{zcm} - середня осьова швидкість матеріалу в м/сек;

γ_o - об'ємна (насипна) маса матеріалу в кг/м³.

З 1968 року на кафедрі технології машинобудування в Тернопільському філіалі Львівського політехнічного інституту, а нині в Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя під керівництвом академіка Гевка Б.М. проводяться комплексні теоретичні і експериментальні дослідження робочих органів гнучких конвеєрів виготовлених із спіралей, навитих зі смугового матеріалу, завдяки науковому обґрунтуванню процесів формоутворення, розробці нових технологій навивання спіралей шнеків та промислового їх впровадженні. Заміна спіральної пружини на смугову дозволяє суттєво збільшити продуктивність конвеєрів. На основі даних досліджень і нововведень були розроблені принципово нові конструкції гнучких гвинтових робочих органів з визначенням їх функціонально-експлуатаційних параметрів [17, 18, 19, 20, 68, 95]. Основні напрямки пошуків направлені на застосування спіралей з високовуглецевих сталей, секційно-пружних штампованих елементів, секційно-шарнірних робочих органів.

В роботах Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. і Пилипця М.І. [17, 19, 68, 95] виведено ряд теоретичних залежностей, які можуть бути використані за основу для визначення технологічних параметрів транспортування сипких матеріалів.

На основі диференціального рівняння переміщення частинки було досліджено рух потоку вантажу у швидкохідних гвинтових конвеєрах [19, 68]. Дослідження процесу руху різних продуктів у гвинтових робочих органах машин, які транспортують, переробляють і обробляють, базується на основних законах механіки деформованих середовищ: збереження маси, імпульсу і енергії. При транспортуванні твердих, сипких або кускоподібних вантажів математичне описання їх руху представляє певні труднощі через дискретні зміни характеристик матеріалів. В цьому випадку потрібно розглядати рух матеріальної точки по шорстких поверхнях транспортера і вивчити можливість розповсюдження загальних закономірностей руху точки на рух вантажу в цілому [113].

Значна кількість відомих досліджень присвячена визначенню впливу різних конструктивних, технологічних і кінематичних параметрів робочих органів на продуктивність та енерговитрати на виконання технологічного

процесу. Відповідні залежності для визначення продуктивності конвеєра наведені в працях В.В. Краснікова [53], І.В. Кулаковського, А.І. Іванова [65], А.А. Вайсона [10], В.Е. Гурвича [113]. Залежності для визначення потужності на привід робочого органу викладені у працях П. Шенена [128], А.А. Вайсона [10], В.В. Краснікова [53].

Однак за наведеними залежностями можна лише досить наближено оцінювати вищенаведені параметри і при умові роботи технологічних магістралей на значних радіусах кривизни транспортування.

Також необхідно зауважити, що питання, які пов'язані з підвищенням надійності робочих органів, а саме покращенням їх ресурсних параметрів, у вищенаведених роботах практично не піднімались. Однак, як свідчить цілий ряд робіт [19, 22, 95] це стримує їх розвиток у практичному застосуванні для механізованого транспортування сипких матеріалів в сільськогосподарському виробництві.

У дисертаційній роботі Вітрового А.О. [13] виведені аналітичні залежності для визначення параметрів технологічного процесу переміщення сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секцій, та визначені зусилля, які при цьому виникають в елементах його конструкції. Розроблено динамічну модель процесу роботи гвинтового агрегату для різних варіантів навантаження на робочий орган, з аналізу якої випливає, що надійне функціонування агрегату забезпечується при введенні в схему приводу пружно-захисного механізму, час спрацювання якого не перевищує 0,13с.

На основі проведених досліджень Піком А.І. [94] розроблено математичну модель процесу перевантаження сипких сільськогосподарських матеріалів гвинтовими конвеєрами по криволінійних трасах. На підставі розроблених математичних моделей роботи різнопрофільних гнучких валів автором виведено аналітичні залежності для визначення їх конструктивних та силових параметрів. Встановлено, що найбільшу крутильну жорсткість, при забезпеченні необхідних згинних деформацій, мають вали із кручених пластин.

На основі проведених Ю.Б. Капацілою [43] досліджень розроблена математична модель напружено-деформівного стану гнучкої спіралі змінного робочого органу та методика проведення його досліджень. Автором встановлено, що при зміні кута нахилу твірної перерізу спіралі від 90° до 85° ланцюгові напруження в гвинтовій смузі змінюють свій знак на протилежний, жорсткість спіралі зростає на 15 – 30%, а рівень розрахункових напружень в критичній точці зменшується на 40 – 60%.

У дисертаційній роботі Лещука Р.Я. [58] розроблено модель для визначення раціональних конструктивних параметрів секційних гвинтових робочих органів. Окремі гвинтові секції шарнірно з'єднані між собою пальцевими елементами, які розташовані у взаємоперпендикулярних площинах. Для неушкодженості гнучкого кожуха радіус профілю секції повинен бути рівний або менший радіуса кривизни магістралі перевантаження. Розроблено математичну модель форми робочих органів з геометричною нелінійністю, яка дозволяє визначити граничні значення параметрів областей змін відповідних радіус-векторів для різних значень функції кривизни та динамічну модель функціонування секційного робочого органу при перевантаженні сипких матеріалів для різних варіантів силового навантаження гвинтових органів.

1.4. Аналіз експериментальних досліджень механізмів для транспортування сипких матеріалів

Результати експериментальних досліджень з визначенню продуктивності, коефіцієнта заповнення шнека, встановлення впливу завантажувального патрубку і кута його нахилу до горизонту для гнучких конвеєрів із спіраллю круглого поперечного перетину викладені в працях К.Д.Ващагіна; О.О.Труфанова; С.М.Михайлова [71, 72, 73].

За результатами експериментальних досліджень С.М.Михайловим [71] викладені матеріали для порівняння корисної потужності N_k , яка визначається теоретично і експериментально виміряна. Автором встановлено, що при малих

відношеннях S/D_{cn} і кутових швидкостях спіралі 400-600 об/хв частка корисної потужності в загально затраченій складає від 5 до 20%. Як стверджує автор, це вказує на те, що значна частина потужності затрачається на перемішування і подрібнення матеріалу.

З цього можна зробити висновок про те, що при проектуванні смугових спіралей шнеків, особливо для транспортування насінєвих матеріалів, необхідно мінімізувати радіус заокруглення робочих кромek шнеків.

На основі проведених експериментальних досліджень виведена емпірична залежність для визначення коефіцієнта заповнення шнека ψ

$$\psi = \begin{cases} 1,85n^{-0,09} \left(\frac{S}{D_{cn}} \right)^{0,65}, & \text{коли } 0,55 \leq \frac{S}{D_{cn}} \leq 0,75 \\ 1,115n^{-0,036} \left(\frac{S}{D_{cn}} \right)^{-0,226}, & \text{коли } 0,75 \leq \frac{S}{D_{cn}} \leq 1,70. \end{cases} \quad (1.6)$$

де S - крок спіралі;

D_{cn} - зовнішній діаметр спіралі.

Як свідчать автори [73], залежність (1.6) з достатньою точністю може бути використана для проектування конструкцій шнеків з діаметром рукава від 0,025 до 0,1 м (відносна похибка експериментальних і теоретичних даних складає не більше 10%).

Враховуючи умови завантаження матеріалу в шнек і дискретність сипкого середовища, авторами [72] запропонована емпірична залежність для гнучкого шнека з круглим поперечним перетином спіралі

$$Q_k = 0,6 \cdot \psi \cdot Q, \quad (1.7)$$

де Q - продуктивність, яка визначається попередньо.

При порівнянні по продуктивності спіралей шнеків круглого і смугового поперечних перетинів (дані по продуктивності спіралей круглого поперечного перетину взяті за С.М.Михайловим [71], а по смугових - за Б.М.Гевком [17]) встановлено, що в межах обертів робочого органу 500...800 об/хв

продуктивність смугових спіралей (висота поперечного перетину спіралі 0,025...0,03 м) в 4...6 разів перевищує продуктивність пружинних шнеків круглого поперечного перетину.

При транспортуванні насінневого матеріалу режими роботи гвинтових транспортерів підбирають, виходячи із критичного ступеня їх травмування. Згідно даних А.М.Григор'єва [27] і Г.А.Хайліса [124] допустимі колівні швидкості при транспортуванні зерна необхідно встановлювати в межах 2,3...4,1 м/с.

Для визначення потужності транспортування на технологічних трасах близьких до прямолінійних можна користуватись емпіричною залежністю, наведеною в роботі [71]

$$N = Q \cdot (L\omega + H) / 367, \quad (1.7)$$

де Q - продуктивність;

L і H - відповідно довжина та висота транспортування;

ω - коефіцієнт питомих енерговитрат, який для зерна приймають рівним 5,5...7,5 згідно [71].

Рекомендації щодо вибору діаметру спіралі, її кроку, частоти обертання робочого органу з круглим поперечним перетином витків, наведені в праці Х.Германа [25]. Однак ці рекомендації досить тісно корелюються з раніш викладеними в працях [17, 19, 113].

Основні результати експериментальних досліджень смугових спіралей гнучких гвинтових конвеєрів наведені в роботах Б.М.Гевка; Р.М.Рогатинського; М.І.Пилипця [17, 95, 115]. За результатами досліджень встановлено, що продуктивність таких робочих органів практично не залежить від зміни висоти піднімання сипкого матеріалу та радіусу кривизни траси. При цьому об'ємний розхід для різних вантажів знаходився приблизно на одному рівні і визначався тільки умовами в зоні завантаження. Також встановлено, що продуктивність конвеєрів зростає прямо пропорційно з підвищенням частоти обертання робочого органу.

При транспортуванні муки, пшениці, комбікормів в різних діаметрах гнучких кожухів доведено [17], що продуктивність гвинтових конвеєрів зростає пропорційно кубу діаметра прохідного січення кожуха.

Визначенню залежності крутного моменту на привід робочого органу від його конструктивних і кінематичних параметрів, а також від форми транспортування присвячена робота М.І.Пилипця [95]. Ним встановлені залежності крутного моменту при транспортуванні муки, зерна, комбікормів від висоти підйому гнучкого кожуха із поперечним січенням 0,1м при частоті обертання спіралі $n=357$ об/хв. Залежності мають нелінійний характер, причому результати експериментальних досліджень показують, що зміна крутного моменту залежить не тільки від висоти підйому вантажу, але і від форми траси. Так, при підніманні вантажу на висоту 1м значення крутного моменту для переміщення вищенаведених продуктів зростають в 1,1...1,3 рази, а їх абсолютні значення знаходяться в межах 14...20 Н·м. Зміна радіусу транспортування від 0,3 до 0,6 м призводить до падіння крутного моменту в 1,14...1,26 разів. Підвищення частоти обертання спіралі шнека від 270 до 550 об/хв при транспортуванні пшениці сприяє зниженню крутного моменту, величина якого змінюється від 13 до 9 Н·м.

За даними досліджень Б.М.Гевка [17] встановлено, що збільшення зазору між спіраллю і кожухом з 3 до 5мм при частоті обертання спіралі шнека $\omega=37,4c^{-1}$ призводить до зриву гвинтового руху матеріалу, і транспортування вантажу здійснюється по руслу нижньої частини кожуха, тобто з підвищенням зазору зростає критичне значення кутової швидкості, при якій здійснюється процес транспортування.

Згідно даних Р.М.Рогатинського [112, 114] при швидкості обертання гвинтової спіралі більшій ніж 450-500об/хв весь потік переходить в гвинтовий рух, що сприяє зниженню непродуктивних енерговитрат. Однак при зростанні частоти обертання гвинтового робочого органу більш як 600об/хв починається падіння продуктивності конвеєра внаслідок незадовільного завантаження міжвиткового простору в спіралі.

Питаннями підвищення довговічності спіралей шнеків присвячена робота Р.Б.Гевка [22]. При випробуванні на ресурс гвинтових робочих органів на дослідному стенді при частоті обертання 950об/хв і радіусі кривизни 0,5...1 м встановлено, що зміна кроку спіралі від 0,08 до 0,06 м призводить до збільшення кількості її циклів до поломки в 1,8...2,1 рази. Зміна висоти смуги від 0,03 до 0,025 м підвищує довговічність спіралі в 1,4...1,8 разів, а цементация спіралі (глибина цементации 1,2мм, гартування і низький відпуск при 400 °С) збільшує кількість її циклів до руйнування в 4,3...5,8 разів.

За результатами експериментальних досліджень енерго-силових і експлуатаційних параметрів процесу переміщення матеріалів по криволінійних трасах з секційно-гвинтовими елементами робочого органу, які викладені в дисертаційній роботі Вітрового А.О. [13] встановлено, що раціональними є такі режими роботи: частота обертання спіралі 450...600 хв⁻¹; висота транспортування 1,5 м; мінімально-допустимий радіус кривизни траси 0,5 м; коефіцієнт завантаження гнучкого кожуха 0,5...0,8.

На основі ресурсних і порівняльних випробувань встановлено, що вдосконалення технологічного процесу шляхом застосування раціональних конструктивних і технологічних параметрів розробленого робочого органу дозволяє зменшити травмування зернових матеріалів на 5...6 %, а також підвищити ресурс роботи в 5,2 рази в порівнянні з гнучкими шнеками, виконаними із смугових суцільних спіралей.

За результатами експериментальних досліджень Піка А.І. [94] запропоновано раціональні форми лопаті у вигляді гвинтової поверхні із рекомендованим кутом нахилу до нормального січення рукава 12...20° в залежності від підйому траси та реологічних властивостей транспортованого матеріалу. При цьому, кутовий параметр лопаті, що визначає довжину гвинтового елемента, повинен бути не менший $2\pi/3$, а зазор між сусідніми лопатями не повинен перевищувати 0,025...0,03 м.

Визначено, що для конвеєрів з пружним секційним валом осьова швидкість переміщення матеріалу становить 0,8...0,9 у порівнянні із суцільною

гнучкою гвинтовою спіраллю, причому для забезпечення стабільності надходження матеріалу та зменшення його травмування в зоні завантаження доцільно використовувати суцільну спіраль довжиною не менше $1,1 \dots 1,2$ від довжини зони завантажувального вікна.

Експериментальні дослідження Лещука Р.Я. [58] показали, що за умови експлуатаційної надійності на довжині робочого органу 6 м і при діаметрі 100 мм його допустимий кут закручування становить $26 \dots 30^\circ$, а граничний не повинен перевищувати 35° .

Запропонована Лещуком Р.Я. конструкція гвинтового профільного секційного робочого органу забезпечує покращення умов експлуатації при перевантаженні сипких матеріалів по криволінійних трасах зі зменшеними енерговитратами і збільшеною довговічністю рукава на $65 \dots 75\%$, а ресурс роботи запропонованого робочого органу у $4,7 \dots 5,3$ рази більший, у порівнянні з існуючими суцільними робочими органами.

Результати проведених експериментальних досліджень гвинтових завантажувальних пристроїв до причепів і самохідних шасі викладені в працях В. Адамчука, В. Ратушного і В. Онищенка [1, 2]. Авторами наведено раціональні конструктивні і технологічні параметри робочих органів для ефективного виконання ними технологічних процесів.

З проведеного огляду відомих експериментальних досліджень можна попередньо підібрати межі конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів гвинтових конвеєрів.

Необхідно відзначити, що з проведеного аналізу відомих теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що процесам і конструкціям, які забезпечують забір безпосередньо з купи матеріалу приділено надто мало уваги, в той час як дані процеси є визначальними для забезпечення відповідної продуктивності двомагістральних гнучких гвинтових конвеєрів, а також підвищення рівня механізації при виконанні таких операцій.

1.5. Висновки

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.

Проаналізовано результати відомих теоретичних і експериментальних досліджень з визначення оптимальних параметрів процесів механізованого транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.

Аналіз результатів роботи гнучких гвинтових конвеєрів показав, що існуючі конструкції завантажувальних патрубків не забезпечують ефективного самозавантаження сипким матеріалом технологічних магістралей конвеєрів, а також їх переміщення в сторону купи матеріалу по мірі його вибирання.

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 властивості.

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.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ

2.1. Обґрунтування вибору конструктивно-технологічної схеми завантажувального патрубка

Інтенсифікація процесу завантаження технологічних магістралей гнучких гвинтових конвеєрів сипкими матеріалами сільськогосподарського виробництва потребує розробки принципово нових схем завантажувальних патрубків, які повинні забезпечити додаткове збурення зовнішнього середовища активуючими елементами і направлення матеріалу в зону його захоплення гвинтовим робочим органом, а також самопересування забірної частини завантажувальної магістралі конвеєра в сторону купи матеріалу по мірі його вибирання.

При виборі технологічної схеми процесу забору матеріалу, а також конструктивного виконання завантажувального патрубка забірної магістралі, першочергово розглянемо зовнішнє середовище (купу сипкого матеріалу) і можливі варіанти розташування у ньому завантажувального патрубка гнучкого гвинтового конвеєра.

Аналізуючи такі технологічні процеси доцільно розглянути три варіанти початкового положення завантажувального патрубка відносно купи сипкого матеріалу: забір збоку купи, забір знизу і зверху купи в її центральній частині.

В той же час запропоновані різні конструктивні схеми завантажувальних патрубків, які повинні забезпечити виконання вищезазначених технологічних процесів при їх різних положеннях відносно купи сипкого матеріалу.

На рис. 2.1. зображено конструктивно-технологічні схеми процесу забору сипких матеріалів завантажувальними патрубками.

У першому випадку (рис. 2.1а) забір патрубком здійснюється збоку купи сипкого матеріалу. Патрубок виконаний у вигляді гвинтової спіралі шнека 1, що розташована у направляючому кожуху, який містить криволінійну 2 і

прямолинійну 3 пластини, причому кут охоплення криволінійної пластини складає близько 180° . Для зменшення сил опору при переміщенні патрубків торцева поверхня прямолинійної пластини виконана заточеною.

В процесі роботи спіраль, взаємодіючи з сипким матеріалом, захоплює його і по направляючому кожуху переміщає в напрямку технологічної магістралі.

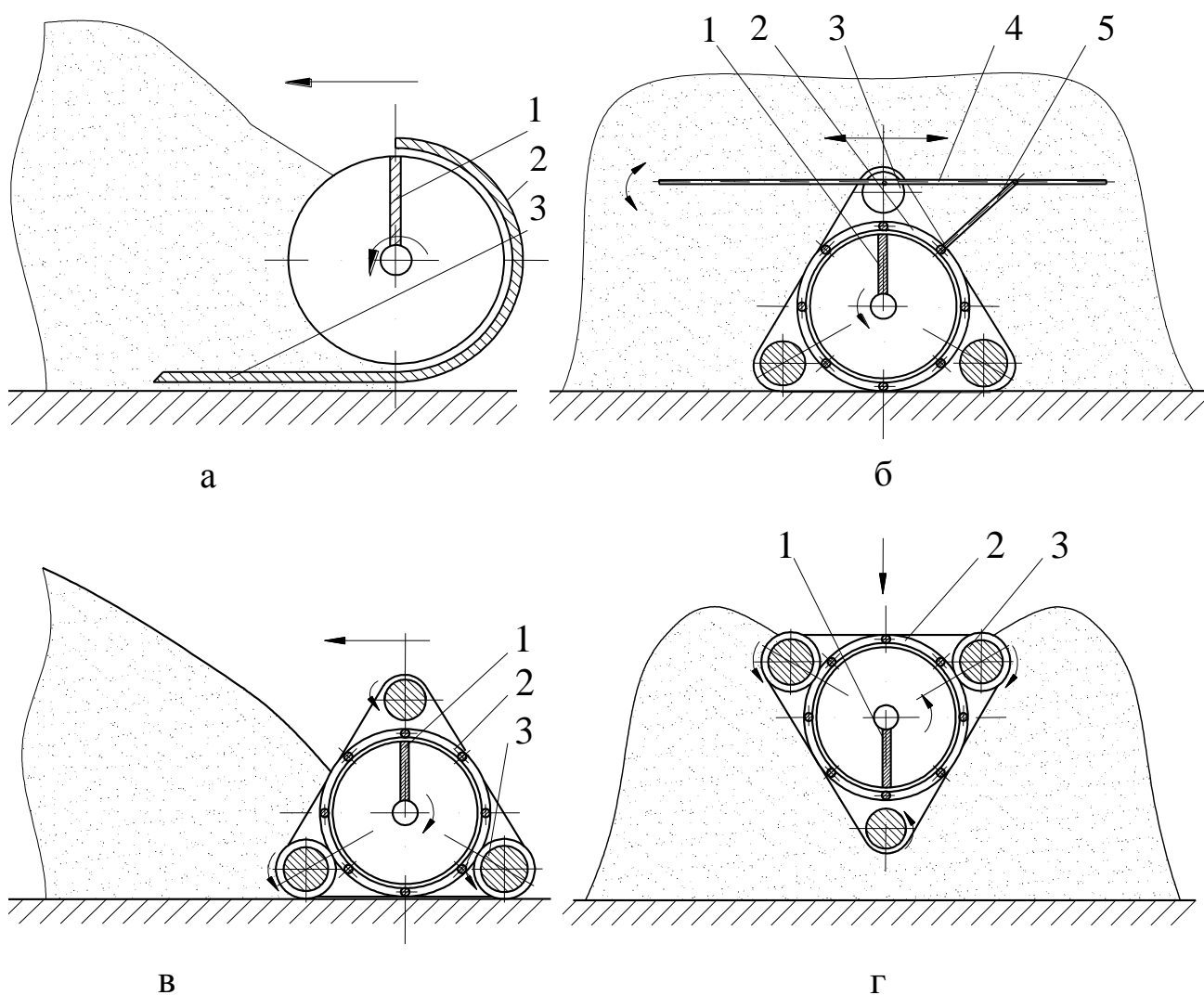


Рис. 2.1. Конструктивно-технологічні схеми процесу забору сипких матеріалів:

- а* – забір збоку купи з направляючим криволінійним кожухом;
- б* – забір знизу купи за допомогою коливної решітки;
- в* – забір збоку купи за допомогою односторонньо обертових активаторів;
- г* – забір зверху за допомогою різносторонньо обертових активаторів.

До переваг даної конструктивно-технологічної схеми можна віднести безпосередню взаємодію спіралі шнека з матеріалом, що є особливо ефективним при транспортуванні залежаних матеріалів, наприклад мінеральних добрив, а також розташування прямолінійної пластини із заточеною торцевою поверхнею під купою матеріалу, що стабілізує процес його забору.

Однак основним недоліком такого технічного рішення є необхідність постійного підведення оператором завантажувального патрубка до купи сипкого матеріалу (напрямок підведення зображено стрілкою на рис. 2.1а), що знижує частку механізованого процесу при виконанні завантажувально-розвантажувальних робіт.

Аналогічний боковий забір сипкого матеріалу зображено на рис. 2.1в. Однак конструктивною особливістю такого завантажувального патрубка є розташування гвинтової спіралі 1 в направляючому кожуху 2 з просівними вікнами, над якими рівномірно по колу встановлені активатори 3. Активатори періодично приводяться в обертовий рух кулачковим механізмом, який закріплений на вихідному валу гвинтової спіралі. Необхідно зазначити, що нижні активатори (ролики) виконані більшого діаметру, для можливості пересування завантажувального патрубка при циклічних взаємодіях з механізмом повороту активатора.

В процесі роботи активатори взаємодіють із сипким матеріалом і направляють його в сторону гвинтової спіралі, яка захоплює і транспортує матеріал в гнучкому кожусі. Оскільки активатори обертаються в напрямку купи сипкого матеріалу, то по мірі його вибирання патрубків постійно буде переміщатись у вказаному напрямку.

Для вибору оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів завантажувального патрубка необхідно провести комплекс теоретичних і експериментальних досліджень з визначення силових факторів процесу взаємодії кулачкового механізму з поверхнею активаторів, вибору типу робочої поверхні активаторів (шнек, бітер, диски, гладкий ролик) з умови ефективного направлення матеріалу в зону забору, а також визначення параметрів нижніх

опорних роликів для забезпечення самопересування завантажувального патрубка.

У іншому варіанті (рис. 2.1б) забір здійснюється знизу купи матеріалу за допомогою введення в конструкцію патрубку криволінійної коливної решітки 4. Коливні рухи досягаються за рахунок того, що решітка 4 ексцентрично з'єднана з верхнім активатором 3, а також шарнірно зв'язана з боковою тягою 5. Решітка 4, отримавши коливний і зворотно-поступальний рухи, збуджує значну зону сипкого матеріалу, який проходить через просівні вікна кожуха 2 і спрямовується на гвинтову спіраль 1. Після вибирання сипкого матеріалу завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра за допомогою пари нижніх активаторів (опорних роликів) може переміщатися в сторону купи сипкого матеріалу.

Однак даний технологічний процес вимагає постійного зовнішнього втручання оператора, оскільки є проблематичним самовведення коливної решітки парою нижніх активаторів у сипкий матеріал.

На рис. 2.1г зображено варіант розташування завантажувального патрубку в процесі забору зверху купи матеріалу. За допомогою різносторонньо обертових активаторів 3 проходить врізання завантажувального патрубку в сипкий матеріал, що збільшує коефіцієнт завантаження технологічної магістралі. Сипкий матеріал проходить через просівні вікна циліндричного обмежувача 2 на гвинтову спіраль 1, яка обертається і транспортує матеріал в зону вивантаження. Нижній активатор є направляючим і може бути як рухомим, так і нерухомим, що залежить від параметрів купи матеріалу і заданого напрямку переміщення патрубку.

Аналізуючи вище наведені конструктивно-технологічні схеми можна стверджувати, що активізація процесу завантаження та одночасного самопересування патрубку здійснюється при застосуванні обертових активаторів і відповідних бокових опорних роликів, які рівномірно розташовуються над направляючим кожухом.

Надання активаторам та опорним роликів різного напрямку обертання супроводжується суттєвим підвищенням конструктивної складності завантажувального патрубку, а отже і кількості його деталей, що одночасно приводить до зниження його експлуатаційної надійності. Тому найбільш раціональною і простою в конструктивному виконанні є схема завантажувального патрубку з односторонньо направленими обертовими активаторами. Варіант виконання кінематичної схеми такого завантажувального патрубку зображений на рис. 2.2.

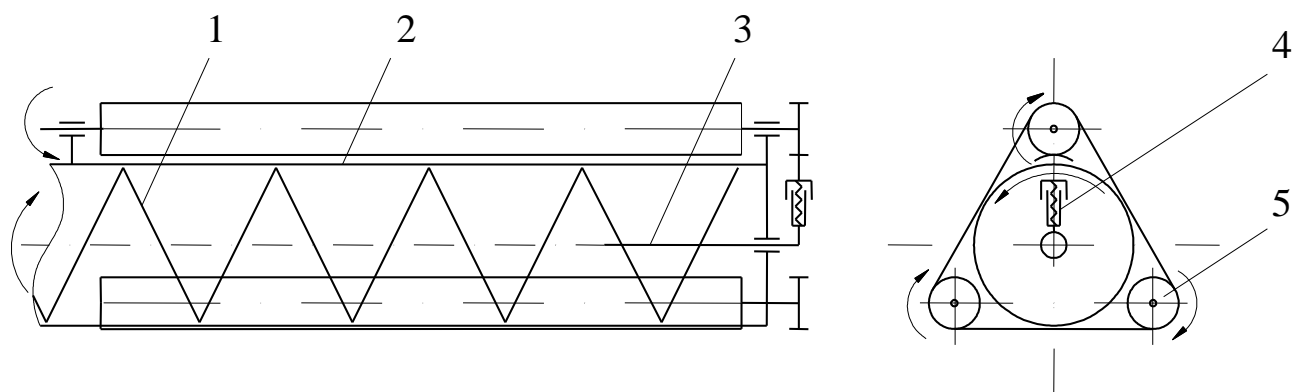


Рис. 2.2. Кінематична схема завантажувального патрубку

Завантажувальний патрубок містить гвинтову спіраль 1, яка розміщена в циліндричному направляючому кожусі 2 з просівними вікнами. На вихідному валу 3 гвинтової спіралі закріплений пружний кулачок 4, що періодично взаємодіє з активаторами 5, які розташовані рівномірно по колу над зовнішньою поверхнею направляючого кожуха.

В процесі роботи кулачок, взаємодіючи з активатором деформує пружину, що призводить до збільшення сили тертя і крутного моменту, який передається на активатор. Така періодична взаємодія призводитиме до провертання активаторів та опорних роликів і відповідно до їх переміщення в напрямку купи сипкого матеріалу.

При обґрунтуванні раціональних конструктивних, силових і технологічних параметрів механізму повороту активаторів будуть розглянуті різні варіанти їх виконання з метою вибору оптимальної схеми

завантажувального патрубка, що забезпечить інтенсифікацію процесу забору матеріалу та підвищить рівень механізації завантажувальних операцій.

2.2. Силовий аналіз кулачкового механізму повороту активатора

На основі проведеного аналізу конструктивно-технологічних схем, які викладені в попередньому розділі, проведемо силовий розрахунок механізму повороту активатора.

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів зачеплення пружний кулачок – активатор. Оскільки в процесі взаємодії підтиснутого пружиною кулачка і активатора виникатиме певний крутний момент, який буде змінним в залежності від їх різних кутових положень, то основним завданням теоретичних досліджень є встановлення функціональної залежності між крутним моментом, який виникатиме в елементах зачеплення, та конструктивними параметрами пружного механізму повороту та активатора при їх різних кутових положеннях. Особливо важливо визначити пікові величини крутних моментів і значення кутових положень, при яких вони виникатимуть. Для подальших практичних розрахунків доцільно провести дослідження з визначення інтенсивності впливу регульованих параметрів на величину крутного моменту в елементах зачеплення.

Враховуючи те, що при роботі завантажувального патрубку можуть виникати різні режими необхідно розглянути процес взаємодії кулачкового пружного механізму з вільно обертовим та заклинилим активатором. Це дозволить вибрати раціональні параметри елементів зачеплення завантажувального патрубку, а також встановити яким чином мінімізувати додаткові енерговитрати, пов'язані з процесом збурення зовнішнього середовища в зоні захоплення матеріалу, забезпечивши при цьому гарантування виконання технологічного процесу. Розрахункова схема для визначення

F_{np} – сила пружини;

F_{mp}^n – сила тертя в парі кулачок – паз диска;

F_{mp}^3 – сила тертя в парі кулачок – активатор.

При проведенні теоретичних досліджень прийняті наступні допущення: елементи взаємодії (кулачок і активатор) є абсолютно твердими тілами; поверхні елементів взаємодії виконані ідеально круглої форми; жорсткість пружини має ідеально лінійну характеристику, а її торцеві поверхні є строго паралельними; зазором в парі кулачок-паз нехтуємо; коефіцієнт тертя однаковий для різних пар тертя метал-метал.

В зв'язку з тим, що в процесі повертання диска з кулачком відносно поверхні активатора кулачок деформує пружину то попередньо встановимо залежності величини текучої деформації пружини Δ від кута φ повертання диска. Оскільки постійними конструктивними параметрами є h , r_a , r і δ , а величини k і φ є змінними і взаємопов'язаними, то попередньо задаємось початковим значенням k_n яке визначається конструктивним шляхом і відповідає початковому контакту поверхонь кулачка і активатора.

Тоді

$$k_n = h - r_a - \delta - m. \quad (2.1)$$

Для моделювання процесу зміни крутного моменту на елементах завантажувального патрубку визначимо діапазон зміни кута φ , який характеризує контактну взаємодію кулачка з активатором.

Для визначення φ_{max} скористаємось теоремою косинусів

$$(r_a + r)^2 = h^2 + k_n^2 - 2hk_n \cos \varphi;$$

$$\varphi_{max} = \arccos \left(\frac{h^2 + k_n^2 - (r_a + r)^2}{2hk_n} \right). \quad (2.2)$$

Значення даного кута відповідає початку входження кулачка в контакт з активатором. Приймаючи припущення, що кулачок і активатор є ідеально круглими і абсолютно твердими тілами то значення φ_{min} за величиною буде рівним φ_{max} і відповідатиме моменту виходу кулачка і активатора із зачеплення.

Також необхідно відмітити, що при $\varphi \in [\varphi_{max}; 0]$ сила F_{mp}^n діє в напрямку від центра диска, а при $\varphi \in [0; \varphi_{min}]$ F_{mp}^n діє до центра диска.

Знайдемо величину деформації пружини Δ , як функцію кута φ , де межі зміни $\varphi \in [\varphi_{max}; 0]$.

Визначимо текуче значення k

$$(r_a + r)^2 = h^2 + k_n^2 - 2hk_n \cos \varphi;$$

$$k^2 - 2hk \cos \varphi + h^2 - (r_a + r)^2 = 0;$$

$$k = h \cos \varphi \pm \sqrt{h^2 \cos^2 \varphi - (h^2 - (r_a + r)^2)}.$$

Оскільки $\varphi < 90^\circ$, то

$$k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}. \quad (2.3)$$

Тоді текуче значення деформації пружини Δ визначається

$$\Delta = k_n - k;$$

$$\Delta = h - r_a - \delta - m - h \cos \varphi + \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi};$$

$$\Delta = h(1 - \cos \varphi) - r_a - \delta - m + \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}. \quad (2.4)$$

Наступним етапом є визначення розподілу векторів і абсолютних значень сил від зміни кута φ , тобто відносно повертання кулачка з диском і активатора,

що дасть змогу проаналізувати характер і величину зміни крутного моменту на диску і активаторі.

Оскільки поверхня активатора виконана у вигляді ідеального кола, а сила реакції N , при цьому, направлена в його центр, то крутний момент T_a , який буде передавати активатор визначається виключно абсолютною величиною сили тертя F_{mp}^3 , яка виникає в зачепленні кулачок-активатор

$$T_a = F_{mp}^3 r_a = N f r_a. \quad (2.5)$$

Крутний момент, який виникає на диску може мати різний характер і значення, в залежності від величини моменту опору на активаторі. Розглянемо два випадки. У першому – провертання кулачка відносно активатора відбувається без ковзання при ідеальному процесі кочення, тобто F_{mp}^3 не має впливу на крутний момент на диску T_δ^1

$$T_\delta^1 = N l. \quad (2.6)$$

У другому випадку приймаємо, що активатор заклинений від дії моменту опору зі сторони зовнішнього середовища. Тоді відбувається ковзання поверхні кулачка відносно поверхні диска і сила F_{mp}^3 має вплив на крутний момент T_δ^2

$$T_\delta^2 = N l + F_{mp}^3 z = N(l + fz). \quad (2.7)$$

Для проведення аналізу залежностей (2.5), (2.6) і (2.7) визначимо N , l , $z=f(\varphi)$.

Функціональний зв'язок між кутами φ і γ знаходимо з теореми синусів

$$\frac{r_a + r}{\sin \varphi} = \frac{h}{\sin \gamma}; \gamma = \arcsin\left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r}\right).$$

Оскільки $\gamma > 90^\circ$, то згідно $\sin(180 - \gamma) = \sin \gamma$, кут γ визначається за залежністю

$$\gamma = \left[180^\circ - \arcsin \left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \quad (2.8)$$

Плече l визначається з умови

$$\begin{aligned} \sin(180^\circ - \gamma) &= \frac{l}{k}; \\ l &= k \sin \gamma, \end{aligned} \quad (2.9)$$

а плече z

$$z = r + k \cos(180^\circ - \gamma) = r - k \cos \gamma. \quad (2.10)$$

Далі встановлюємо функціональну залежність $N = f(F_{np}; F_{mp}^n)$;

$$\begin{aligned} N &= (F_{np} + F_{mp}^n) \cos(180^\circ - \gamma); \\ N &= -(F_{np} + F_{mp}^n) \cos \gamma. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Сила тертя F_{mp}^n пов'язана з силою пружини залежністю

$$\begin{aligned} F_{mp}^n &= F_{np} \cos(180^\circ - \gamma) \cos(\gamma - 90^\circ) f; \\ F_{mp}^n &= -F_{np} f \cos \gamma \sin \gamma; \\ F_{mp}^n &= -\frac{1}{2} F_{np} f \sin 2\gamma. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Тоді, з урахуванням (2.12), а також, що $F_{np} = C(\Delta_0 + \Delta)$, де C – жорсткість пружини, а Δ_0 – її попередній натяг, рівняння (2.11) прийме вигляд

$$N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5 f \sin 2\gamma] \cos \gamma. \quad (2.13)$$

З урахуванням рівнянь (2.4) і (2.8) в кінцевому вигляді реакція N визначається за формулою

$$N = C \left\{ \Delta_0 + h(1 - \cos \varphi) - r_a - \delta - m + \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi} \right\} \times \\ \times \left[1 - 0,5 f \sin \left(360^\circ - 2 \arcsin \left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right) \right] \cos \left(\arcsin \left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right). \quad (2.14)$$

Таким чином крутний момент на активаторі визначається із системи рівнянь (2.5) і (2.7).

Для зменшення громіздкості формули крутного моменту, який виникає на диску при взаємодії кулачка і активатора, його можна представити у вигляді системи рівнянь (2.3); (2.4); (2.6); (2.8) і (2.13)

$$\begin{cases} T_{\partial}^I = Nl; \\ N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5 f \sin 2\gamma] \cos \gamma; \\ l = k \sin \gamma; \\ \Delta = h - r_a - \delta - m - k; \\ k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}; \\ \gamma = \left[180^\circ - \arcsin \left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \end{cases} \quad (2.15)$$

Крутний момент на диску при заклиненому активаторі визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} T_{\partial}^2 = N(l + fz); \\ N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5 f \sin 2\gamma] \cos \gamma; \\ l = k \sin \gamma; \\ z = r - k \cos \gamma; \\ \Delta = h - r_a - \delta - m - k; \\ k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}; \\ \gamma = \left[180^\circ - \arcsin \left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \end{cases} \quad (2.16)$$

При аналізі рівнянь крутного моменту кут φ задають дискретно від φ_{max} , який визначається з рівняння (2.2) до нульового значення, що відповідає вертикальному положенню кулачка.

Необхідно відмітити, що на другому етапі повертання диска відносно активатора сила N створюватиме момент, направлений в напрямку обертання робочого органу, що виключає додаткові енерговитрати, тобто крутний момент на диску визначати не доцільно.

При визначенні крутного моменту на активаторі враховується лише сила тертя від дії N і має вигляд

$$T_a = Nfr_a. \quad (2.17)$$

Тоді крутний момент на активаторі визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} T_a = Nfr_a; \\ N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5f \sin 2\gamma] \cos \gamma; \\ \Delta = h - r_a - \delta - m - k; \\ k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}; \\ \gamma = \left[180^\circ - \arcsin \left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \end{cases} \quad (2.18)$$

Оскільки максимальні крутні моменти виникають на першому етапі взаємодії кулачка з активатором, то межі зміни кута α вибираємо від φ_{max} (входження кулачка в контакт з активатором) до $\varphi=0$ (вертикальне розміщення їх центральних осей).

Значення φ_{max} визначається із залежності

$$\varphi_{max} = \arccos \left(\frac{h^2 + k_n^2 - (r_a + r)^2}{2hk_n} \right), \quad (2.19)$$

де $k_n = h - r_a - \delta - m$.

При проведенні аналізу вище виведених аналітичних залежностей попередньо задамось межами зміни параметрів, виходячи з реальних умов конструювання завантажувального патрубка. Враховуючи те, що завантажувальний патрубок буде компонуватись із традиційними гумово-армованими кожухами з внутрішнім діаметром 0,1 м, то реальні значення параметрів можна прийняти в наступних межах: $h = 0,06...0,09$ м; $r_a = 0,015...0,03$ м; $\delta = 0,001...0,003$ м; $r = 0,005...0,01$ м; $m = 0,001...0,003$ м; $C = 0,5 \cdot 10^4...1,5 \cdot 10^4$ Н/м; $\Delta_0 = 0,002...0,008$ м.

Попередньо визначимо характер зміни силових факторів T_δ^1 ; T_δ^2 ; T_a ; N від кута провертання диска φ з кулачком відносно активатора. Для цього задамось середніми значеннями параметрів відносно вищезазначених меж: $h = 0,074$ 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; $f = 0,17$. Величина $\varphi_{max} = 12,37^\circ$.

За результатами досліджень побудовані графічні залежності T_δ^1 ; T_δ^2 ; T_a і N від кута повороту диска φ , які зображені на рис. 2.4. З їх аналізу можна вставити, що максимальний крутний момент на кулачку в момент його входження в контакт з торцевим диском відповідає кутам провертання диска $10^\circ...11^\circ$ – при вільно обертовому активаторі і $9^\circ...10^\circ$ – при заклиненому активаторі.

При умові заклиненого активатора крутний момент на 28% є більшим ніж при умові вільного провертання активатора, якщо порівнювати максимальні значення крутних моментів.

Крутний момент на активаторі має зворотну тенденцію зміни абсолютної величини і його максимальне значення відповідає $\varphi = 0^\circ$. Це пояснюється тим, що плече активатора є постійним, а нормальна складова від дії сили пружини набуває максимального значення при $\varphi = 0^\circ$. Величина крутного моменту на всій зоні взаємодії (від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 12,37^\circ$) знижується від початкового положення на 40%.

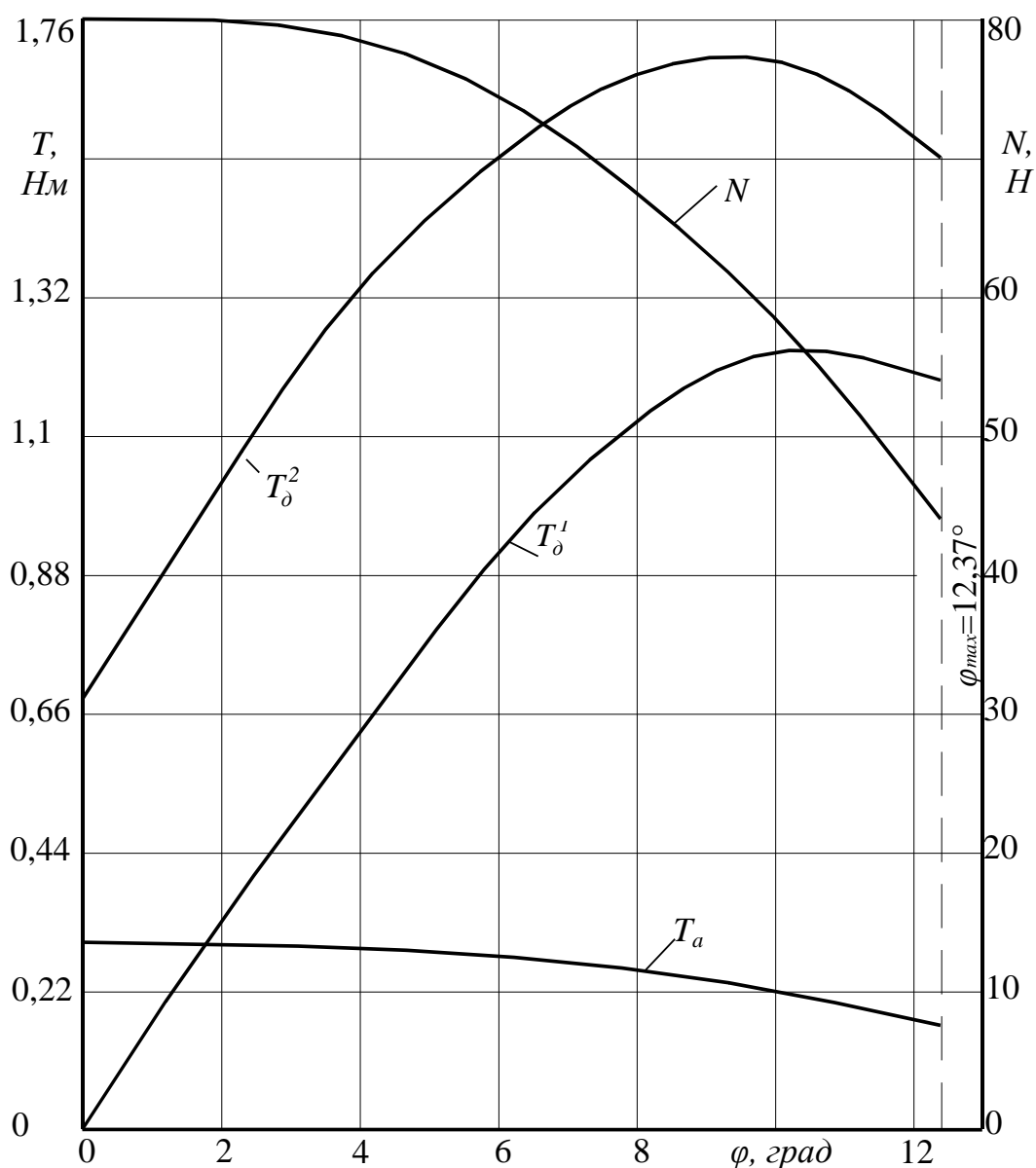


Рис. 2.4. Зміна величини T_δ^1 ; T_δ^2 ; T_a ; N від кута повороту диска φ

Наведені аналітичні та графічні залежності будуть використані при визначенні раціональних конструктивних параметрів завантажувального патрубка, а також режимів його роботи, при проведенні експериментальних досліджень. При розробці інженерної методики у розрахункових залежностях для визначення максимального крутного моменту необхідно враховувати значення кутів φ , які їм відповідають.

Для встановлення інтенсивності впливу конструктивних параметрів кулачкового механізму повороту (r_a ; h ; δ ; C) на величину максимального крутного моменту, який виникає на активаторі побудовані відповідні графічні

залежності, які зображені на рис. 2.5. При аналізі впливу одного з параметрів на величину T_a інші залишались постійними і їм надавались такі середні значення: $r_a = 0,022$ м; $h = 0,074$ м; $\delta = 0,002$ м; $C = 10^4$ Н/м. Це забезпечило перетин всіх графіків в одній ключовій точці і відповідно дало змогу оцінити інтенсивність впливу зазначених параметрів на величину T_a .

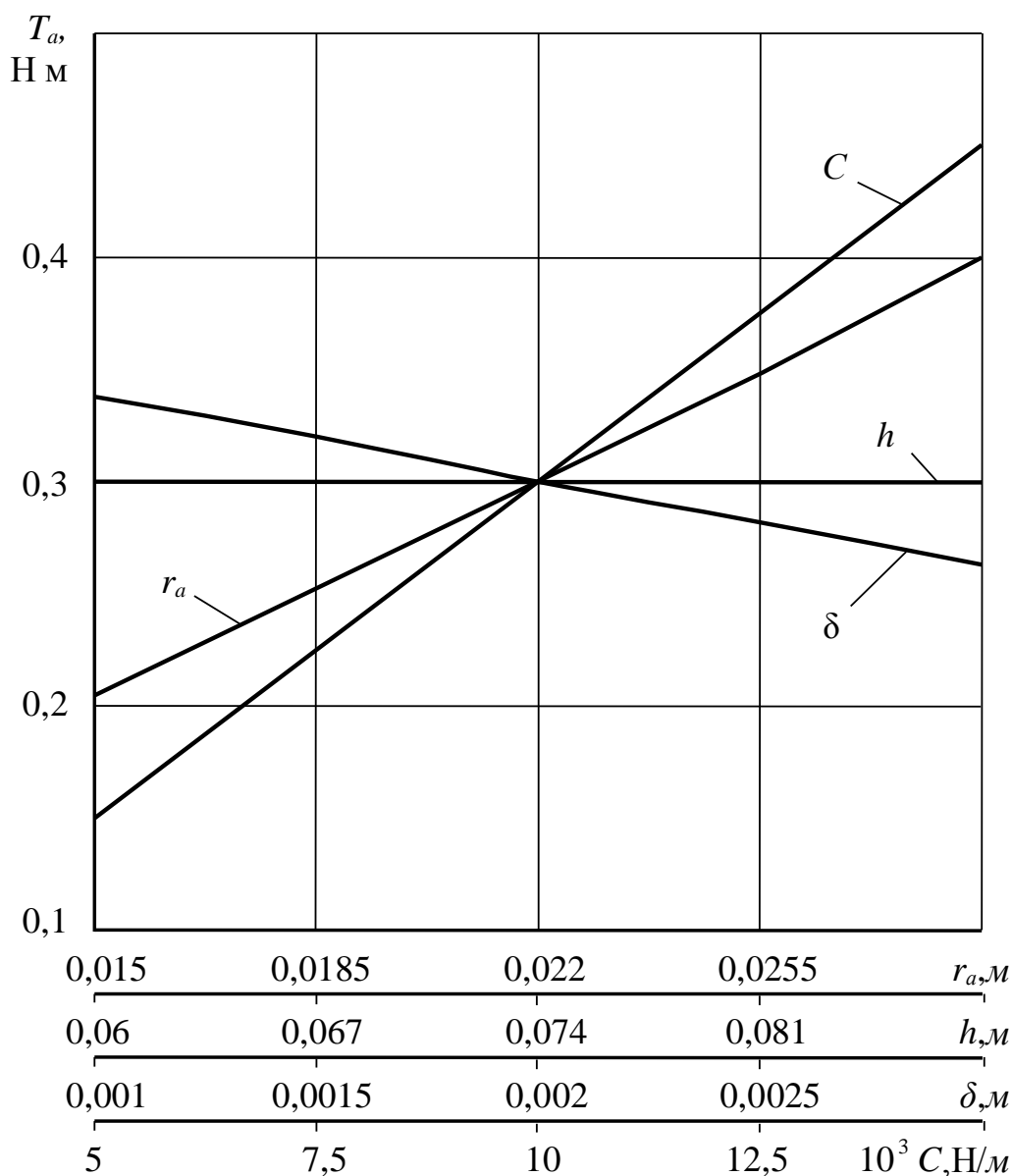


Рис. 2.5. Зміна величини крутного моменту на елементах кулачкового механізму повороту активатора залежно від конструктивних параметрів r_a , h , δ , C

З аналізу графічних залежностей можна зробити висновок, що найбільш суттєвий вплив на величину T_a мають жорсткість пружини C , далі радіус

активатора r_a і величина перекриття δ . Оскільки зміна жорсткості пружини не потребує зміни конструкції завантажувального патрубка то даний параметр найбільш доцільно змінювати при регулюванні крутного моменту, як на активаторах, так і на опорних роликах. Крім цього, в конструкції завантажувального патрубка необхідно передбачити регулювання попереднього натягу пружини, що також дозволить змінювати силові параметри на елементах зачеплення.

Тому раціональними можна вважати більш вузькі межі параметрів з урахуванням можливого регулювання попереднього натягу пружини та її жорсткості: $h = 0,07 \dots 0,08$ м; $r_a = 0,002 \dots 0,0025$ м; $\delta = 0,0015 \dots 0,0025$ м; $C = (1 \dots 1,5) \cdot 10^4$ Н/м.

2.3. Силовий аналіз шарнірно-важільного механізму повороту активатора

Незважаючи на ефективність і відносну плавність в роботі кулачкових механізмів з круглими поверхнями в процесі роботи завантажувальних патрубків в абразивних середовищах необхідно здійснювати захист кулачкового механізму від попаданняпилеподібних домішок в пари тертя кулачок-радіальний паз. Це в свою чергу призводитиме до зростання маси завантажувального патрубка і до ускладнення його конструкції.

Тому для особливо агресивних середовищ необхідно розглянути альтернативну схему елементів зачеплення механізму повороту активаторів та опорних роликів.

Таким чином для проведення порівняльного аналізу ефективності роботи завантажувального патрубка від дії різних типів механізму повертання активатора розглянемо варіант його виконання у вигляді шарнірно закріпленого на диску важеля підтиснутого консольною пружиною. Для цього розглянемо розрахункову схему, яка зображена на рис. 2.6.

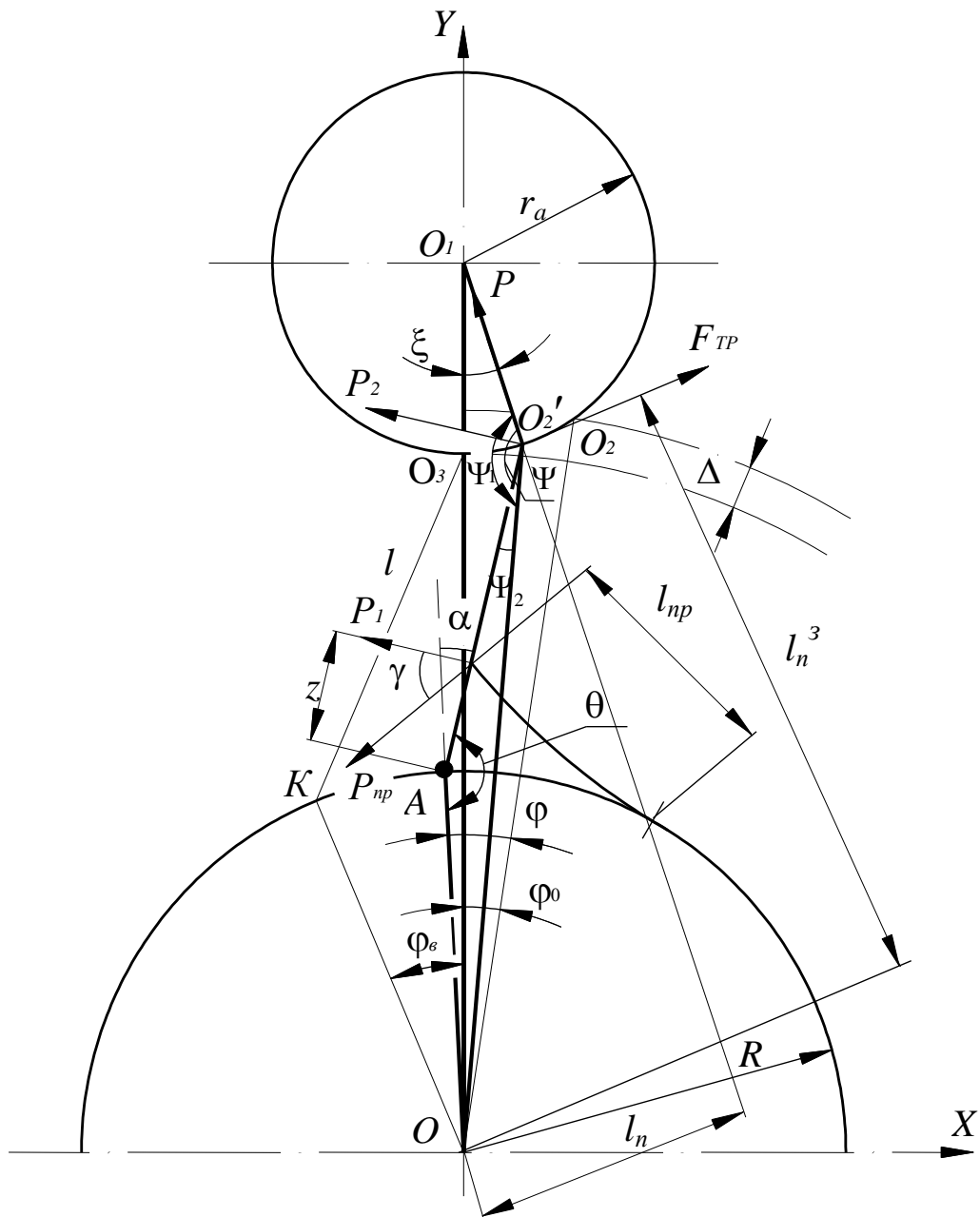


Рис. 2.6. Розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів шарнірно-важільного механізму повороту активаторів завантажувального патрубку

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;

Δ – величина перекриття важеля з активатором;

φ – кут повороту диска.

Окрім допущень, які були прийняті в попередньому підрозділі при аналізі шарнірно-важільного механізму повороту активаторів прийняті додаткові припущення: силами тертя в шарнірі нехтуємо; важіль є абсолютно жорстким тілом.

В процесі роботи шарнірно закріплений на диску важіль довжиною l , який підтиснутий плоскою консольно закріпленою пружною балкою довжиною l_{np} періодично взаємодіє з активатором, що призводить до його провертання.

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей, які пов'язують між собою конструктивні та силові параметри завантажувального патрубку, що в подальшому дозволить встановити його раціональні режими роботи і параметри.

Початковий контакт шарнірно закріпленого важеля з поверхнею активатора здійснюється в точці O_2 . Для цього положення визначимо кут φ_0 розташування важеля до вертикальної осі OY . З трикутника OO_1O_2 за теоремою косинусів отримаємо

$$r^2 = (R+l)^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - 2(R+l-\Delta+r_a)(R+l)\cos\varphi_0;$$

$$\cos\varphi_0 = \frac{(R+l-\Delta+r_a)^2 + (R+l)^2 - r_a^2}{2(R+l-\Delta+r_a)(R+l)};$$

$$\varphi_0 = \arccos\left(1 + \frac{0,5\Delta^2 - r_a\Delta}{(R+l-\Delta+r_a)(R+l)}\right). \quad (2.20)$$

Кут ξ_0 розташування лінії, що з'єднує початкову точку контакту важеля і активатора (т. O_2) з центром активатора (т. O_1), до вертикальної осі OY визначається за теоремою синусів з трикутника OO_1O_2

$$\frac{r_a}{\sin \varphi_0} = \frac{R+l}{\sin \xi_0}; \quad \sin \xi_0 = \frac{(R+l) \sin \varphi_0}{r_a};$$

$$\xi_0 = \arcsin \left(\frac{(R+l) \sin \varphi_0}{r_a} \right). \quad (2.21)$$

Взаємодія важеля з активатором, яка призводитиме до зростання крутного моменту, відбуватиметься в точці O'_2 по дузі O_2O_3 . Враховуючи динамічний процес взаємодії, а також дослідження, які викладені в попередньому підрозділі, після проходження важелем точки O_3 крутний момент різко падає або ж відбувається розрив контакту при значних кутових швидкостях важеля. Тому умовно приймаємо, що повний вихід із взаємодії важеля з поверхнею активатора відбуватиметься в точці O_3 . Тоді кут виходу φ_6 , який з'єднує точку шарнірного кріплення важеля з центром патрубку визначається з трикутника OO_3K

$$l^2 = R^2 + (R+l-\Delta)^2 - 2R(R+l-\Delta) \cos \varphi_6;$$

$$\cos \varphi_6 = \frac{R^2 + (R+l-\Delta)^2 - l^2}{2R(R+l-\Delta)};$$

$$\varphi_6 = \arccos \left(1 + \frac{0,5\Delta^2 - l\Delta}{R(R+l-\Delta)} \right). \quad (2.22)$$

Таким чином, при аналізі зміни силових параметрів кут φ змінюватиметься від φ_0 до $-\varphi_6$, а кут ξ від ξ_0 до 0° .

Наступним етапом розрахунків є встановлення функціональної залежності між кутом провертання φ центрального диска (води́ла) і кутом повороту α важеля відносно свого початкового положення.

З аналітичної геометрії, загальне рівняння прямої лінії має вигляд

$$y=kx+b, \quad (2.23)$$

де k – тангенс кута нахилу прямої до осі X ;

b – зміщення по осі Y відносно початку координат.

Загальне рівняння кола

$$(x-x_l)^2+(y-y_l)^2=R^2, \quad (2.24)$$

де x_l і y_l – координати центра кола радіусом R .

Таким чином рівняння зовнішнього кола диска

$$x^2+y^2=R^2, \quad (2.25)$$

рівняння ободу активатора

$$x^2+(y-(R+l-\Delta+r_a))^2=r_a^2, \quad (2.26)$$

рівняння прямої OA

$$y=tg(90^\circ-\varphi)\cdot x. \quad (2.27)$$

Знайдемо точку $A(x_A; y_A)$, як перетин кола і прямої

$$\begin{cases} y = tg(90^\circ - \varphi) \cdot x; \\ x^2 + y^2 = R^2; \\ y > 0. \end{cases} \quad (2.28)$$

Точку $O'_2(x_O; y_O)$ знайдемо, як перетин двох кіл, обода активатора і кола радіусом l з центром в точці $A(x_A; y_A)$;

$$\begin{cases} (x-x_A)^2+(y-y_A)^2=l^2; \\ x^2+(y-(R+l-\Delta+r_a))^2=r_a^2; \\ x_O = x_l > x_2. \end{cases} \quad (2.29)$$

Рівняння прямої AO'_2 матиме вигляд

$$\frac{x-x_A}{x_O-x_A} = \frac{y-y_A}{y_O-y_A}. \quad (2.30)$$

Звідси

$$y = \frac{y_O - y_A}{x_O - x_A} \cdot x + y_A - \frac{y_O - y_A}{x_O - x_A} \cdot x_A;$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{y_O - y_A}{x_O - x_A}\right); \quad (2.31)$$

$$\theta = 90 + \varphi + \beta. \quad (2.32)$$

Тоді кут α визначається за залежністю

$$\alpha = 180^\circ - \theta. \quad (2.33)$$

Визначимо переміщення W точки контакту пружної пластини з шарнірно закріпленим важелем як функцію кута φ . Враховуючи незначні кутові провертання важеля в даній точці контакту, умовно прийmemo, що довжина хорди рівна довжині дуги

$$W = z\alpha. \quad (2.34)$$

Також прийmemo, що точка контакту з шарнірним важелем залишається незмінною в процесі його провертання. Тому, користуючись відомою формулою для визначення деформації вільного кінця консольно закріпленої пружної балки, отримаємо

$$W = \frac{P_{np} l_{np}^3}{3EI} = z\alpha. \quad (2.35)$$

Визначимо силу пружини P_{np} в точці її контакту з важелем, враховуючи при цьому формулу (2.33)

$$P_{np} = \frac{3EIz\alpha}{l_{np}^3}. \quad (2.36)$$

Проекція сили пружини в напрямку, перпендикулярному до осі важеля P_1 , визначається

$$P_1 = \frac{EIz\pi}{l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma. \quad (2.37)$$

Враховуючи постійну величину крутного моменту при повертанні важеля, сила P_2 в точці його контакту з активатором набуде вигляду

$$P_2 = \frac{EIz^2\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma. \quad (2.38)$$

Для визначення крутного моменту на активаторі необхідно встановити функціональну залежність сили $P = f(\varphi)$, яка спрямована в центр активатора і є визначальною для розрахунку сили тертя між поверхнями важеля і активатора.

В загальному випадку сила P визначається з умови

$$P = P_2 \cos(90^\circ - \Psi) = \frac{EIz^2\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma \sin \Psi, \quad (2.39)$$

де $\Psi = \Psi_1 - \Psi_2$.

Для визначення кутів Ψ_1 і Ψ_2 попередньо встановимо залежність $\xi = f(\varphi)$

$$O_2'O = \sqrt{R^2 + l^2 - 2Rl \cos \theta};$$

$$(O_2'O)^2 = r_a^2 + (R + l - \Delta + r_a)^2 - 2r_a(R + l - \Delta + r_a) \cos \xi. \quad (2.40)$$

Тоді кут ξ визначається

$$\xi = \arccos \left(\frac{r_a^2 + (R + l - \Delta + r_a)^2 - (O_2'O)^2}{2r_a(R + l - \Delta + r_a)} \right);$$

$$\xi = \arccos \left(\frac{r_a^2 + (R + l - \Delta + r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl \cos(\alpha)}{2r_a(R + l - \Delta + r_a)} \right). \quad (2.41)$$

Кути Ψ_1 і Ψ_2 відповідно визначаються з трикутників AO'_2O і OO'_2O_1

$$\frac{R+l-\Delta+r_a}{\sin\Psi_1} = \frac{OO'_2}{\sin\xi};$$

$$\Psi_1 = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r_a)\sin\xi}{OO'_2}\right); \quad (2.42)$$

$$\frac{R}{\sin\Psi_2} = \frac{OO'_2}{\sin\theta};$$

$$\Psi_2 = \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{OO'_2}\right). \quad (2.43)$$

Тоді

$$\Psi = \Psi_1 - \Psi_2 = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r_a)\sin\xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right). \quad (2.44)$$

Крутний момент на активаторі визначається за залежністю

$$T_a = F_{mp}r_a = Pfr_a. \quad (2.45)$$

Для зменшення громіздкості кінцевої формули при визначенні залежності моменту на активаторі як функції кута повороту водила подамо $T_a = f(\varphi)$ у вигляді системи рівнянь

$$\begin{cases} T_a = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} r_a(\alpha) \cos\gamma \sin\Psi; \\ \Psi = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r_a)\sin\xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right); \\ \xi = \arccos\left(\frac{r_a^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl\cos(\alpha)}{2r(R+l-\Delta+r_a)}\right). \end{cases} \quad (2.46)$$

При розв'язку даної системи рівнянь попередньо визначаємо діапазон зміни кута φ за формулами (2.20) і (2.22), а також відповідне значення кута θ за формулами (2.28), (2.29), (2.31) і (2.32).

Для зменшення громіздкості формули крутного моменту, який виникає на диску при взаємодії важеля і активатора, його можна представити у вигляді системи рівнянь

$$\begin{cases} T_{\partial}^1 = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} l_n(\alpha) \cos \gamma \sin \Psi; \\ \Psi = \arcsin \left(\frac{(R+l-\Delta+r_a) \sin \xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl \cos \theta}} \right) - \arcsin \left(\frac{R \sin \theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl \cos \theta}} \right); \\ l_n = (R+l-\Delta+r_a) \sin \xi; \\ \xi = \arccos \left(\frac{r_a^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl \cos(\alpha)}{2r_a(R+l-\Delta+r_a)} \right). \end{cases} \quad (2.47)$$

Крутний момент на диску при заклиненому активаторі визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} T_{\partial}^2 = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (l_n + fl_n^3)(\alpha) \cos \gamma \sin \Psi; \\ \Psi = \arcsin \left(\frac{(R+l-\Delta+r_a) \sin \xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl \cos \theta}} \right) - \arcsin \left(\frac{R \sin \theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl \cos \theta}} \right); \\ l_n^3 = (R+l-\Delta+r_a) \cos \xi - r_a; \\ \xi = \arccos \left(\frac{r_a^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl \cos(\alpha)}{2r_a(R+l-\Delta+r_a)} \right). \end{cases} \quad (2.48)$$

При аналізі систем рівнянь (2.46), (2.47) і (2.48), 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 рис. 2.7 представлено графічні залежності крутного моменту на диску при вільно обертовому активаторі T_{∂}^1 , крутного моменту при заклиненому активаторі T_{∂}^2 і крутного моменту на активаторі T_a від кута провертання

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 .

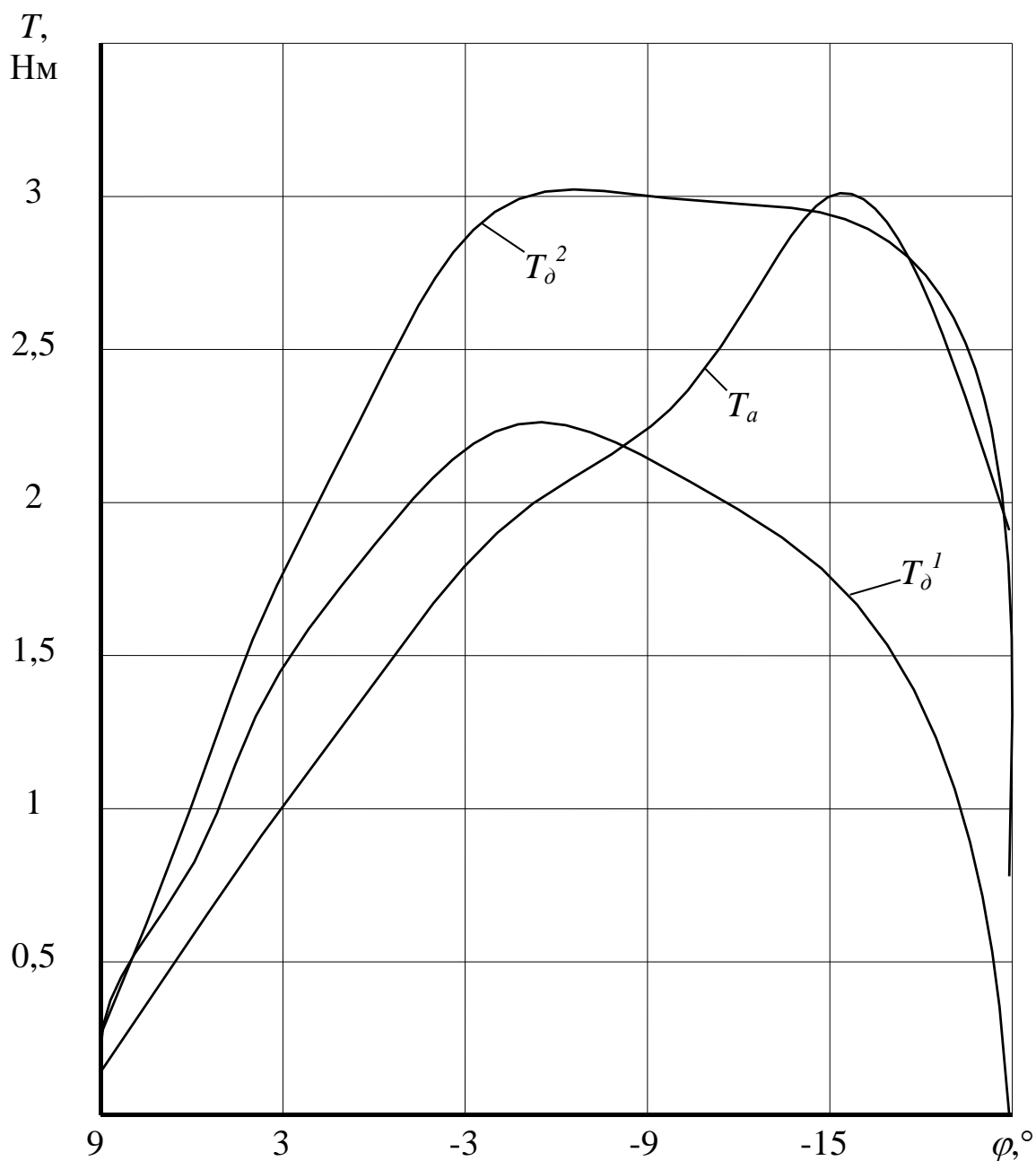


Рис. 2.7. Зміна величини крутних моментів T_{δ}^1 ; T_{δ}^2 ; T_a від кута повороту диска φ

З аналізу даних залежностей можна зробити висновок, що функції T_{∂}^1 ; T_{∂}^2 ; $T_a = f(\varphi)$ мають умовно параболічний характер, причому пікові значення T_{∂}^1 і T_{∂}^2 відповідають куту $\varphi \approx -6^\circ$. В той час максимальне значення крутного моменту на активаторі зміщене на 10° і виникає в зоні підходу шарнірного важеля до осі OY і відповідає значенню $\varphi \approx -16^\circ$.

Дані величини кута φ в подальшому будуть враховані при виведенні спрощених формул для інженерного користування.

В процесі роботи завантажувального патрубку активатори подають матеріал в сторону його забору шнековим робочим органом, а також забезпечують самопересування патрубка.

Тому, для надійного виконання технологічного процесу необхідно забезпечити відповідні значення крутних моментів на активаторі в залежності від режимів роботи і сипкого середовища, в якому працює завантажувальний патрубок.

Для встановлення інтенсивності впливу параметрів завантажувального патрубка (радіусів диска R і активатора r_a , довжини шарнірно закріпленого важеля l , величини перекриття Δ і моменту інерції I) на величину крутного моменту на активаторі T_a побудовано відповідні графічні залежності, які зображено на рис. 2.8.

З їх аналізу можна встановити, 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, оскільки розглядаються виключно елементи зачеплення, які безпосередньо не пов'язані з радіусом диска.

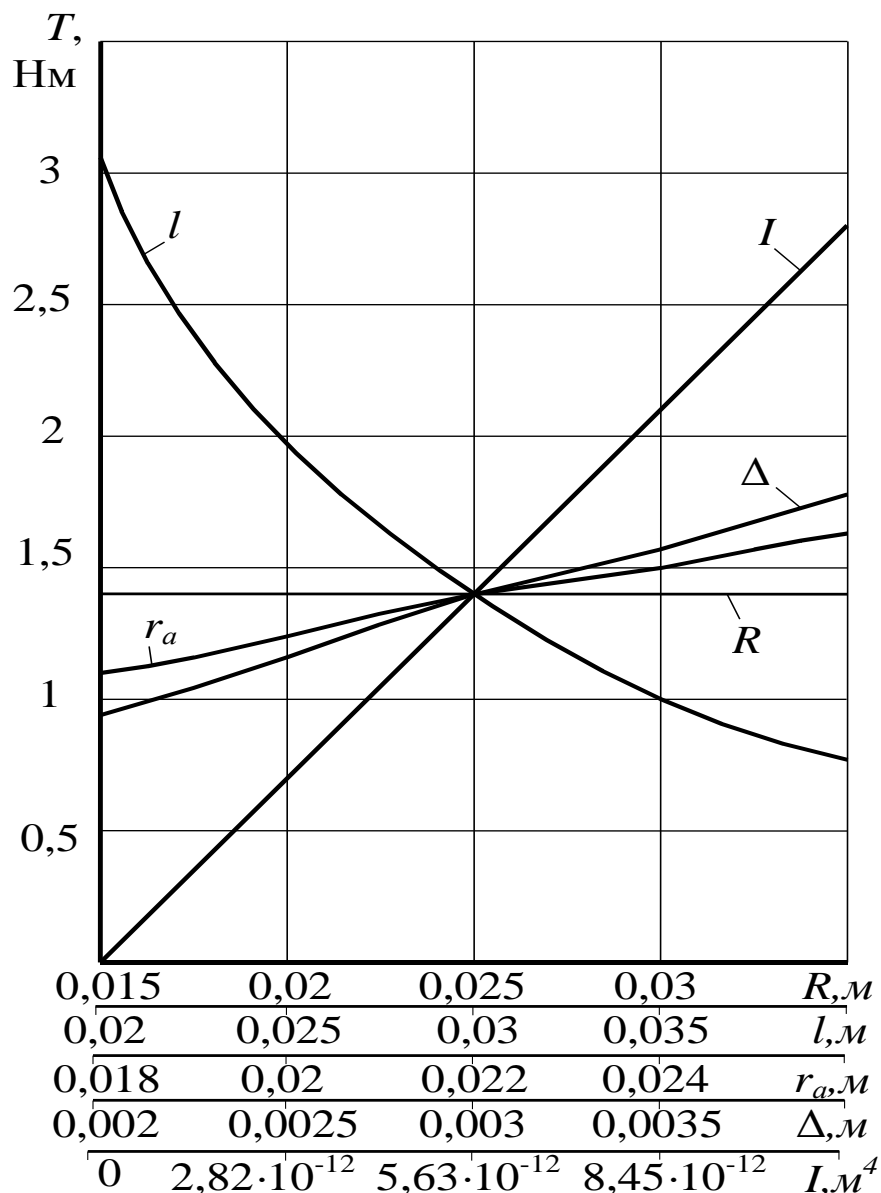


Рис. 2.7. Зміна величини крутного моменту на елементах механізму повороту активатора залежно від конструктивних параметрів R , l , r_a , Δ , I

Тому, можна вважати межами раціональних параметрів для радіуса диска $0,025$ м такі значення: $l = 0,025 \dots 0,035$ м, $r_a = 0,02 \dots 0,024$ м, $\Delta = 0,002 \dots 0,004$ м, $I = 5 \dots 8 \cdot 10^{-12}$ м⁴. З проведеного аналізу можна встановити, що при підборі раціональних параметрів завантажувального патрубку із шарнірно-важільним механізмом повороту активатора доцільно першочергово варіювати параметрами довжини шарнірно закріпленого важеля l , а також моментом інерції плоскої пружини I .

2.4. Визначення траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого конвеєра при самозавантаженні сипкими матеріалами

Метою теоретичних розрахунків є визначення траєкторії руху завантажувальної магістралі в залежності від конструктивних і технологічних параметрів.

У випадку застосування на вільному кінці технологічної магістралі самозавантажувального патрубка технологічний процес забору матеріалу відбувається без втручання оператора, що призводитиме до зміни радіуса її кривизни.

Розглянемо схему навантаженого гвинтового конвеєра, як пружної консолі із защемленим кінцем в системі координат XOY згідно рис. 2.9.

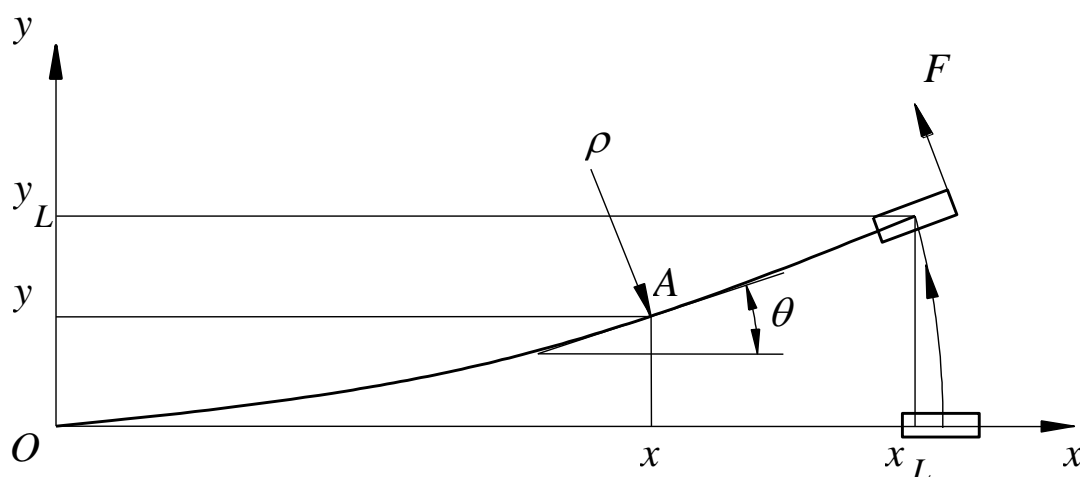


Рис. 2.9. Розрахункова схема навантаження гнучкого гвинтового конвеєра

В загальному випадку рівняння поперечного згину записується у вигляді

$$K = \frac{d\Theta}{dS} = \frac{1}{\rho} = \frac{M(S)}{EI}, \quad (2.49)$$

де Θ – біжучий кут нахилу зігнутої осі до осі її початкового положення (Ox);

ρ – біжучий радіус кривизни осі гнучкого шнека;

E – приведений модуль пружності системи гнучкий робочий орган – кожух;

I – приведений осьовий момент січення;

dS – елементарна довжина шнека;

S – біжучий параметр довжини шнека.

Величина $C_\varphi = EI$ – визначає приведену жорсткість гнучкого шнека і визначається експериментально, шляхом визначення прогинів шнека фіксованим навантаженням.

Для великих прогинів залежність (2.49) приймає вигляд [5]

$$\frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} = \frac{M(x)}{EI}. \quad (2.50)$$

Тут момент $M(x)$, залежить як від переміщення завантажувального кінця шнека $L(x_L; y_L)$, так і від лінії траси $y=y(x)$ і рівний

$$M(x) = F \cdot l_F = F_x \cdot (y_L - y) + F_y (x_L - x), \quad (2.51)$$

де l_F – плече сили F , яка переміщує патрубок відносно біжучої точки A ;

F_x та F_y – проекції сили F відносно осей x та y відповідно.

Якщо враховувати тільки навантаження від приводу переміщення завантажувального патрубку, то максимальна сила, що прикладена на кінці гнучкого шнека буде відповідати силі від приводу F_m , що передається через тертя роликів до поверхні

$$F_{max} = F_m = m_3 g f, \quad (2.52)$$

де m_3 – приведена маса завантажувального патрубку із приведеним шнеком і вантажем;

f – коефіцієнт тертя матеріалу роликів до робочої поверхні.

В загальному випадку момент буде утворювати рівнодійна F від сили F_m та сил опору від бурта F_{on}

$$F = F_m - F_{on}. \quad (2.53)$$

Сила опору від бурта F_{on} є постійно змінною величиною і залежить від положення завантажувального патрубку, форми та реологічних властивостей купи матеріалу.

Математично описати характер і величину її зміни в часі є надзвичайно складно, оскільки вона залежить від багатьох факторів. Тому для різних матеріалів і геометричних параметрів буртів її можна визначити лише експериментально.

Проекції сили розкладаються відповідно на осі Ox та Oy .

$$F_x = F \cdot \sin \theta_L; \quad F_y = F \cdot \cos \theta_L.$$

Координати прикладення сили F визначаються розміщенням завантажувального патрубку, що знаходиться в кінці шнека довжиною L

$$x_L = \int_0^L \cos \theta \cdot ds; \quad y_L = \int_0^L \sin \theta \cdot ds. \quad (2.54)$$

Біжуча точка відповідно має координати

$$x = \int_0^l \cos \theta \cdot ds; \quad y = \int_0^l \sin \theta \cdot ds.$$

Отже біжучий момент через незалежні змінні θ , S можна визначати як

$$M(x) = M(\theta) = F \left[\sin \theta_L \int_l^L \sin \theta \cdot dS + \cos \theta_L \int_l^L \cos \theta \cdot dS \right]. \quad (2.55)$$

Враховуючи те, що момент залежить від розміщення траси, задача зводиться до варіаційної задачі пошуку рівняння траси, що задовольняє умовам (2.50, 2.51) чи (2.49, 2.55).

Задача ще більше ускладнюється із врахуванням сил опору переміщенню гнучкого шнека по поверхні, на якій розміщений насипний вантаж. А тому

можливі два шляхи аналізу технологічного процесу із визначенням розміщення осі шнека в процесі роботи:

- апроксимацією лінії траси аналітичною залежністю за результатами експериментальних досліджень;

- числовими методами поетапного розв'язку рівняння (2.54).

Розглянемо перший варіант. Враховуючи те, що матеріал кожуха немає лінійно-пружної характеристики, а також те що гвинтове виконання робочого органу та наявність в гнучкому шнеку сипкого вантажу подає нелінійну характеристику то такий варіант має певну підставу.

Розглянемо залежність (2.49). Припустимо, що момент $M(S)$ змінюється за лінійним законом по залежності

$$M(S)=(L-S)F. \quad (2.56)$$

Тоді

$$d\theta = \frac{(L-S)F}{EI} dS. \quad (2.57)$$

Відповідно

$$\theta = \frac{F \cdot L}{C_\varphi} \cdot \left(S - \frac{S^2}{2L} \right). \quad (2.58)$$

При $S=L$ максимальний кут повороту січення осі шнека в зоні завантажувального патрубку визначається за залежністю

$$\theta = \frac{F \cdot L^2}{2C_\varphi}, \quad (2.59)$$

де $C_\varphi = EI$ – приведена кутова жорсткість навантаженого шнека.

Нелінійна залежність між кутом θ та біжучим параметром довжини S згідно (2.58) не дозволяє побудувати аналітичну модель траси технологічної магістралі.

У випадку $M(S)=M=const$

$$\theta = \frac{MS}{EI} = \frac{FLS}{C_\varphi}, \quad (2.60)$$

спостерігається лінійна залежність між θ та S .

Із теорії кривих відомо, що пропорційність між кутом згину лінії та її довжини в першому наближенні зберігається в ланцюговій лінії

$$y = a \left[ch \frac{x}{a} - 1 \right]. \quad (2.61)$$

Дійсно, біжуча довжина ділянки ланцюгової лінії

$$S = a \cdot sh \left(\frac{x}{a} \right). \quad (2.62)$$

Кут нахилу траєкторії

$$tg \theta = \frac{dy}{dx} = sh \left(\frac{x}{a} \right). \quad (2.63)$$

Для малих прогинів $\theta \approx tg \theta$, а отже

$$\frac{\theta}{S} = \frac{sh(x/a)}{a \cdot sh(x/a)} = \frac{1}{a} = \frac{M}{EI} = \frac{M}{C_\varphi}. \quad (2.64)$$

При великих згинах, як показали експерименти залежність (2.60) відповідає навантаженню парою зосереджених сил. А тому, у випадку, коли сила опору вантажу накладається із силою приводу завантажувального патрубка і зовнішнє навантаження на трубу близьке до постійного моменту, лінію траси гнучкого шнека, що навантажена приблизно постійним моментом M можна апроксимувати ланцюговою лінією виду

$$y = \frac{C_\varphi}{M} \left[ch \left(\frac{M \cdot x}{C_\varphi} \right) - 1 \right]. \quad (2.65)$$

За такий постійний момент, як показали дослідження доцільно прийняти приведений момент

$$M_p = \frac{(F_m - F_{on})L}{2}.$$

Радіус кривизни такої ланцюгової траєкторії

$$\rho = \frac{C_\varphi}{M} ch^2 \left(\frac{M \cdot x}{C_\varphi} \right). \quad (2.66)$$

Біжуча довжина траси S із параметром x зв'язана залежністю (2.62), а отже біжучі координати точки із параметром довжини S будують такими

$$x = \frac{C_\varphi}{M} \cdot \ln \left(\frac{S \cdot M}{C_\varphi} + \sqrt{\frac{S^2 \cdot M^2}{C_\varphi^2} + 1} \right); \quad (2.67)$$

$$y = \sqrt{\frac{C_\varphi^2}{M^2} + S^2} - \frac{C_\varphi}{M}. \quad (2.68)$$

Елементарне переміщення кінця траси ($S=L$) під дією навантаження

$$du_L = \sqrt{dx_L^2 + dy_L^2} = \frac{dy}{th^2 \left(\frac{M \cdot x}{C_\varphi} \right)} = \sqrt{1 + \frac{C_\varphi^2}{M^2 L^2}} dy. \quad (2.69)$$

Приріст переміщення при змінному моменті

$$du_L = u'_y y'_M dM = \frac{C_\varphi}{M^2} \left(L \sqrt{1 + \frac{C_\varphi^2}{M^2 L^2}} - \frac{C_\varphi}{M} \right) dM. \quad (2.70)$$

Відповідно залежність u' буде характеризувати величину приросту переміщення від приросту моменту. При граничному моменті $M_{max} = m_n g f$ приріст dM , а отже і du будуть рівні 0. для визначення граничних θ_{max} , x_{min} і y_{max} підставляємо M_{max} в залежності (2.64), (2.67), (2.68)

$$\theta_{max} = \frac{LM}{C_{\varphi}}. \quad (2.71)$$

Прогин траси, необхідний для виконання технологічних процесів може бути забезпечений підбором гнучкого шнека із заданою величиною його приведеної жорсткості, яка приймається $C_{\varphi}=EI$ та уточняється експериментально.

За залежністю (2.65), (2.67), (2.68) та (2.70) побудовані траєкторії руху завантажувальної магістралі із завантажувальним патрубком (рис. 2.10)

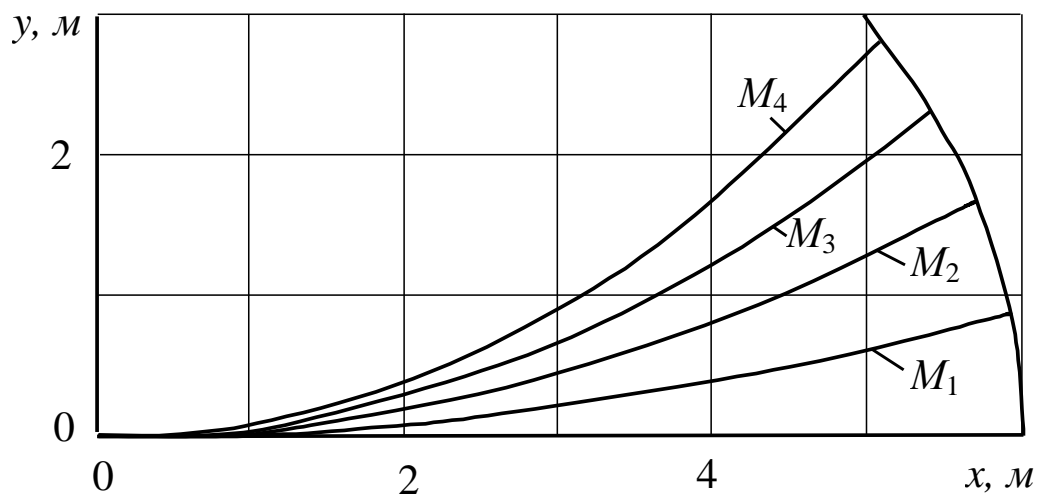


Рис. 2.10. Траєкторії руху завантажувальної магістралі та завантажувального патрубка в залежності від зміни моменту $M_1 = 25$ Нм; $M_2 = 50$ Нм; $M_3 = 75$ Нм; $M_4 = 100$ Нм

При побудові траєкторій руху параметрам надавались наступні значення: приведена жорсткість $C_{\varphi} = 500$ Нм²; довжина технологічної магістралі $L = 6$ м.

Залежність (2.70) дозволяє числовими методами отримати динаміку зміни траєкторії траси в залежності від зміни сили опору бурта F_{on} і відповідно моменту M .

Таким чином, на основі проведених досліджень встановлено, що при приведеній жорсткості технологічної магістралі $C_{\varphi} = 450...500$ Нм² і довжині $l = 4...6$ м робоча зона становить $B = 3,2...8$ м.

2.5. Висновки

На базі проведеного теоретичного обґрунтування параметрів механізмів повороту активаторів завантажувального патрубка та траєкторії переміщення технологічної магістралі можна зробити наступні висновки.

На основі аналізу запропонованих конструктивно-технологічних схем процесу забору сипких матеріалів встановлено, що активізація процесу завантаження та одночасного самопересування патрубка може здійснюватися при застосуванні активаторів та опорних роликів, які рівномірно розташовані над направляючим кожухом і дискретно приводяться механізмами повороту активаторів в обертовий рух, привід яких здійснюється від вихідного валу гвинтової спіралі.

На підставі проведеного силового розрахунку кулачкового механізму повороту активатора виведено системи рівнянь для визначення конструктивних та технологічних параметрів завантажувальних патрубків і встановлено межі їх раціональних значень: міжцентрова відстань 0,07...0,08 м, радіус 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 $\varphi \approx 10,5^\circ$ – при вільно обертовому активаторі T_δ^1 і $\varphi \approx 9,5^\circ$ – при заклиненому активаторі T_δ^2 . Крутний момент на активаторі T_a має зворотну тенденцію зміни абсолютної величини і його максимальне значення відповідає $\varphi = 0^\circ$.

Виведені системи 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 патрубка, а також інтенсивність впливу окремих конструктивно-технологічних параметрів на енерговитрати технологічного процесу.

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.

Теоретичні дослідження показали, що при схемі навантаження постійним моментом траєкторія траси описується ланцюговою лінією (2.65) при якій кут нахилу траси пропорційний її біжучій довжині.

При змінному моменті, який формується опором бурта переміщенню патрубк, динаміка зміни траси задається переміщенням патрубк згідно залежності (2.70).

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

У відповідності до основних задач, які викладені у першому розділі, а також на основі проведених теоретичних розрахунків та аналізу їх результатів, розроблена програма експериментальних досліджень, згідно якої передбачалось:

- розробку технічної документації та виготовлення експериментальних моделей завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів з можливим регулюванням домінуючих параметрів елементів конструкцій, які суттєво впливають на технологічний процес їх функціонування згідно результатів теоретичних досліджень;

- розробку та виготовлення експериментальної установки гнучкого гвинтового конвеєра для проведення досліджень процесів роботи завантажувальних патрубків;

- розробку та виготовлення лабораторних установок з проведенням експериментальних досліджень для встановлення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів взаємодії активаторів та визначення крутних моментів для прокручування активаторів в різних сипких середовищах;

- проведення експериментальних досліджень процесів роботи завантажувальних патрубків на базі експериментальної установки гнучкого гвинтового конвеєра з використанням математичного планування багатofакторного експерименту;

- проведення виробничих випробувань гнучких гвинтових конвеєрів з розробленими конструкціями завантажувальних патрубків в реальних умовах експлуатації.

3.2. Конструкції завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвесрів

З метою забезпечення самозавантаження сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва, а також переміщення технологічної магістралі по мірі їх вибирання розроблені конструкції завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвесрів із зовнішньою активізацією процесу забору матеріалу.

На рис. 3.1 представлений завантажувальний патрубок гнучкого гвинтового конвесра [86].

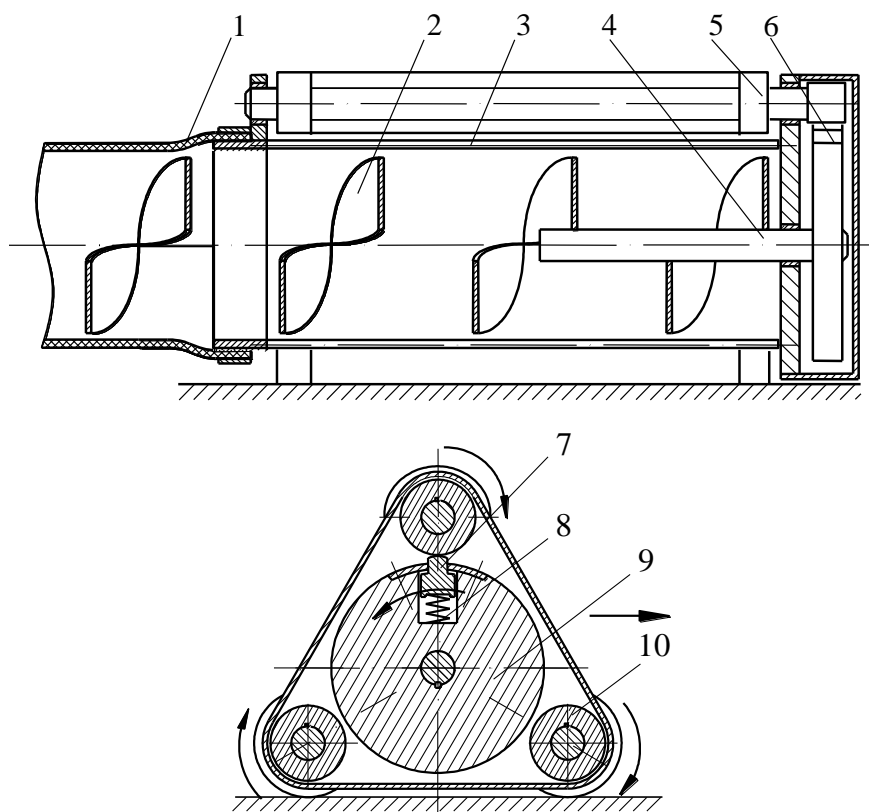


Рис. 3.1. Конструктивна схема завантажувального патрубка з кулачковим механізмом повороту активаторів

Завантажувальний 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 кулачковий механізм повороту 6 пов'язаний з активними збуджуючими елементами (активаторами) 5, розташованими над зовнішньою поверхнею циліндричного

обмежувача. По боках, на одній осі із активаторами в нижній частині завантажувального патрубкa встановлені опорні ролики 10. Кулачковий механізм повороту виконаний у вигляді радіально розташованого кулачка 7 в центральному диску 9 і підтиснутого пружиною 8 в сторону активних збуджуючих елементів.

В процесі роботи рух з вихідного валу гвинтової спіралі через кулачковий механізм повороту передається на активні збуджуючі елементи. Активні збуджуючі елементи обертаючись збуджують зовнішнє середовище. Сипкий матеріал спрямовується елементами активаторів через просівні вікна циліндричного обмежувача на гвинтову спіраль, яка обертається і транспортує матеріал в зону вивантаження.

Завантажувальний патрубок гнучкого гвинтового конвеєра із шарнірно-важільним механізмом повороту активаторів зображений на рис. 3.2 (Додаток В).

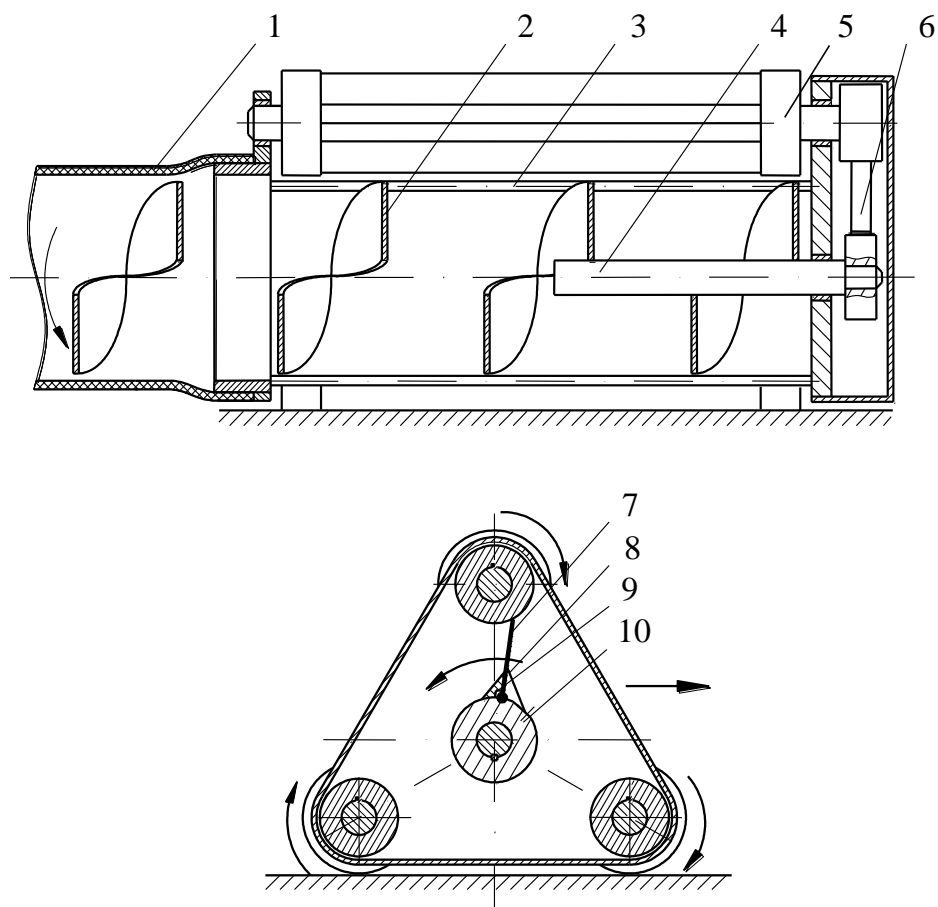


Рис. 3.2. Конструктивна схема завантажувального патрубкa з шарнірно-важільним механізмом повороту активаторів

Схема компоновки кожуха 1 гвинтової спіралі 2, циліндричного обмежувача 3 з просівними вікнами, вихідного валу 4 і активаторів 5 виконана аналогічно до попередньо розглянутого варіанту. Шарнірно-важільний механізм повороту активаторів 6 має таке конструктивне виконання. На вихідному валу гвинтової спіралі встановлений центральний диск 10, до якого шарнірно закріплений жорсткий важіль 7, що періодично взаємодіє з активаторами і підтиснутий плоскою, консольно закріпленою пружиною 8 в сторону демпфуючого обмежувача 9 кута повороту важеля, який розташований на поверхні диска.

Завантажувальний патрубок з шарнірно-важільним механізмом повороту активаторів працює наступним чином. При обертанні гвинтової спіралі важіль періодично взаємодіє з активаторами, що призводить до їх провертання. Такий процес супроводжується деформацією консольної пружини, геометричні розміри якої, а також плече в значній мірі визначають величину крутного моменту на активаторі.

Процес збудження зовнішнього середовища і подача матеріалу в технологічну зону конвеєра відбувається аналогічно до попередньо розглянутого варіанту.

Загальний вигляд завантажувального патрубку зображено на рис. 3.3.

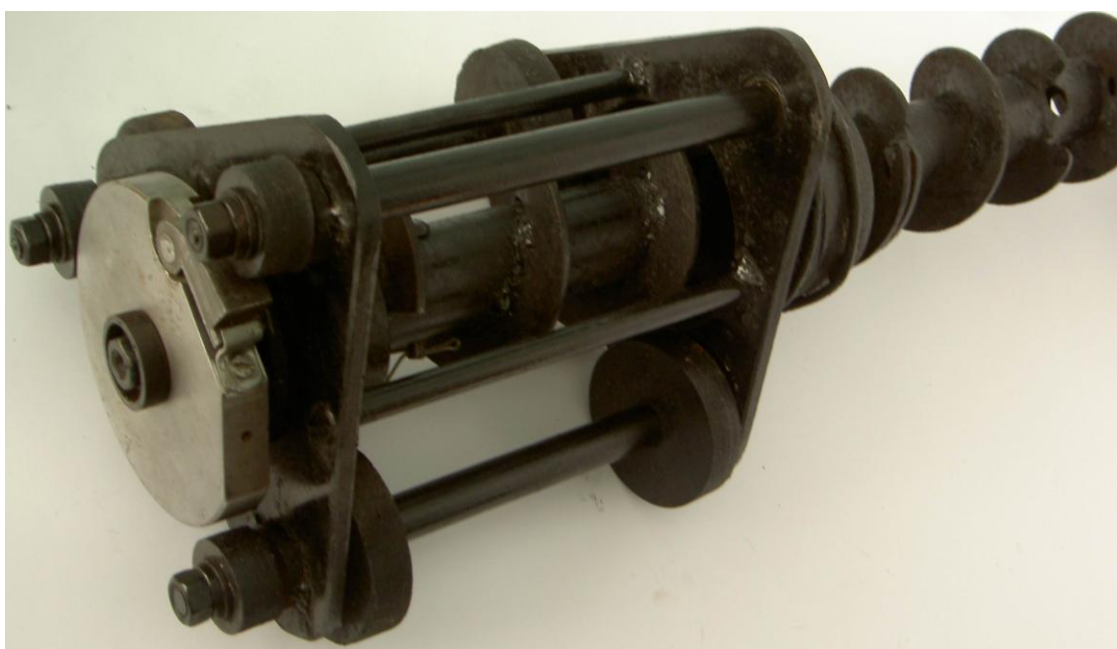


Рис. 3.3. Загальний вигляд завантажувального патрубку

3.3. Лабораторні установки та результати досліджень силових параметрів завантажувальних патрубків

З метою встановлення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами механізмів повороту активаторів завантажувальних патрубків, а також для перевірки адекватності теоретичних розрахунків, які викладені в підрозділах 2.2 і 2.3 розроблена лабораторно-експериментальна установка, схема якої зображена на рис. 3.4.

Установка містить основу 1, в якій закріплена вертикально розташована плита 2. В плиті, на осях, встановлено центральний диск 3 і активатор 4. Для зменшення впливу сил тертя при проведенні досліджень центральний диск і активатор вільно розташовані на антифрикційних втулках (або підшипниках), які закріплені на осях. До центрального диску кріпиться тарувальний важіль 6, на вільному кінці якого встановлені мірні вантажі 5.

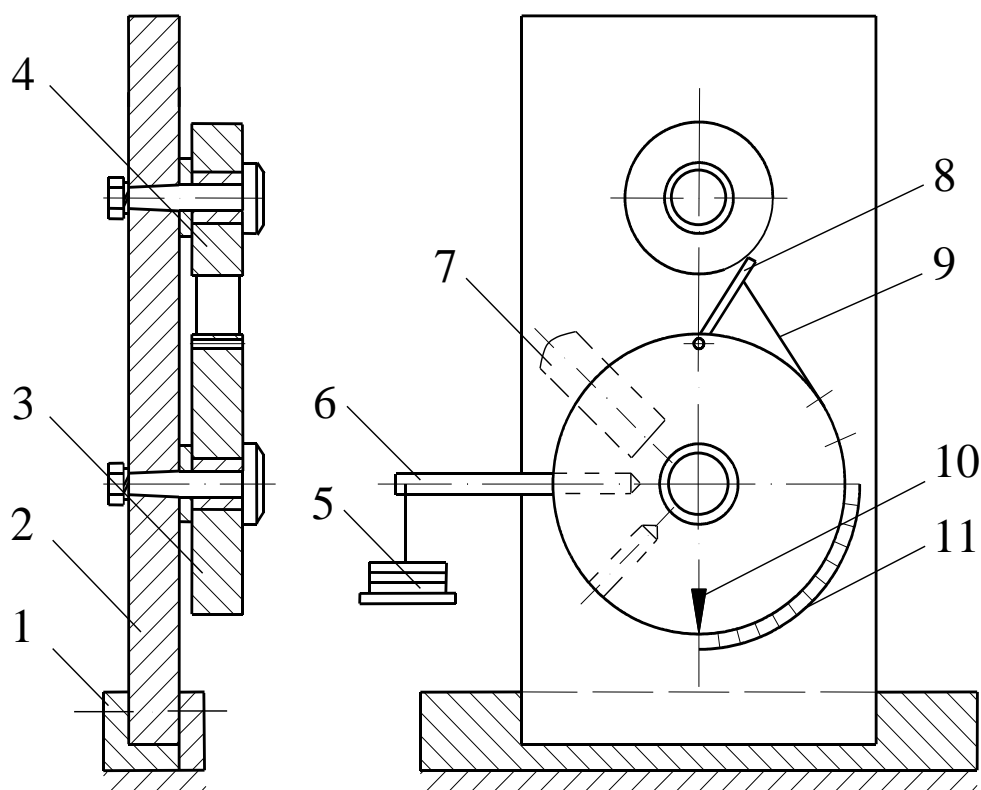


Рис. 3.4. Схема лабораторної установки для визначення конструктивно-силових параметрів механізмів повороту активатора

Взаємодія центрального диска з активатором відбувається через шарнірно закріплений до диска жорсткий важіль 8, який підтиснутий плоскою пружною пластиною 9.

В іншому варіанті взаємодія центрального диска з активатором може здійснюватись за допомогою пружного кулачкового механізму 8, схема якого наведена в підрозділі 2.2.

Для визначення кута провертання центрального диска при його дискретному навантаженні тарувальними вантажами на диску закріплена стрілка 10, а навколо диска розташована кутова шкала 11.

Методика проведення експериментальних досліджень є наступною.

Попередньо вибирають конструктивні параметри центрального диска, активатора, шарнірного важеля і пружної консольної пружини, які б відповідали їх реальним значенням при компонуванні завантажувального патрубка. Далі підводять шарнірний важіль до взаємодії з активатором таким чином щоб точка їх взаємодії, точка кріплення шарнірного важеля з центральним диском і центр диска знаходились на одній лінії. В такому положенні закріплюють тарувальний важіль і стрілку, яка закріплена на центральному диску, встановлюють на нульове значення шкали.

Далі мірними вантажами навантажують тарувальний важіль, що призводить до провертання центрального диска, шарнірного важеля і відповідно до деформації пружної пластини. Дискретний кут провертання центрального диска визначають за допомогою шкали від дії відповідного крутного моменту. Необхідно зазначити, що плече дії крутного моменту в процесі провертання центрального диска постійно змінюватиметься на відповідний кут від дії мірного вантажу, що необхідно врахувати при визначенні крутного моменту.

Навантаження тарувального важеля здійснюють до повного виходу з контакту шарнірного важеля і активатора. Далі будують криву крутного моменту на центральному диску, як функцію його кута провертання.

Для співставлення адекватності теоретичних розрахунків з результатами експерименту в аналітичні залежності для визначення крутного моменту підставляють конкретні значення параметрів елементів завантажувального патрубку, які застосовувались при експериментальних дослідженнях. Побудовою відповідних кривих визначають розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень.

Для кулачкового механізму взаємодії центрального диску з активатором експериментальні дослідження проводились як на розробленій установці, так і безпосередньо на завантажувальному патрубку за вищенаведеною методикою.

При проведенні досліджень на завантажувальному патрубку тарувальний важіль закріплювали на валу шнека і навантажували його до тих пір поки кулачок не виходив із зачеплення з активатором (рис. 3.5). При цьому визначали максимальний крутний момент, який виникає в процесі взаємодії кулачка з активатором.



Рис. 3.5. Загальний вигляд навантаження шнека завантажувального патрубку тарувальним важелем

На рис. 3.6 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.

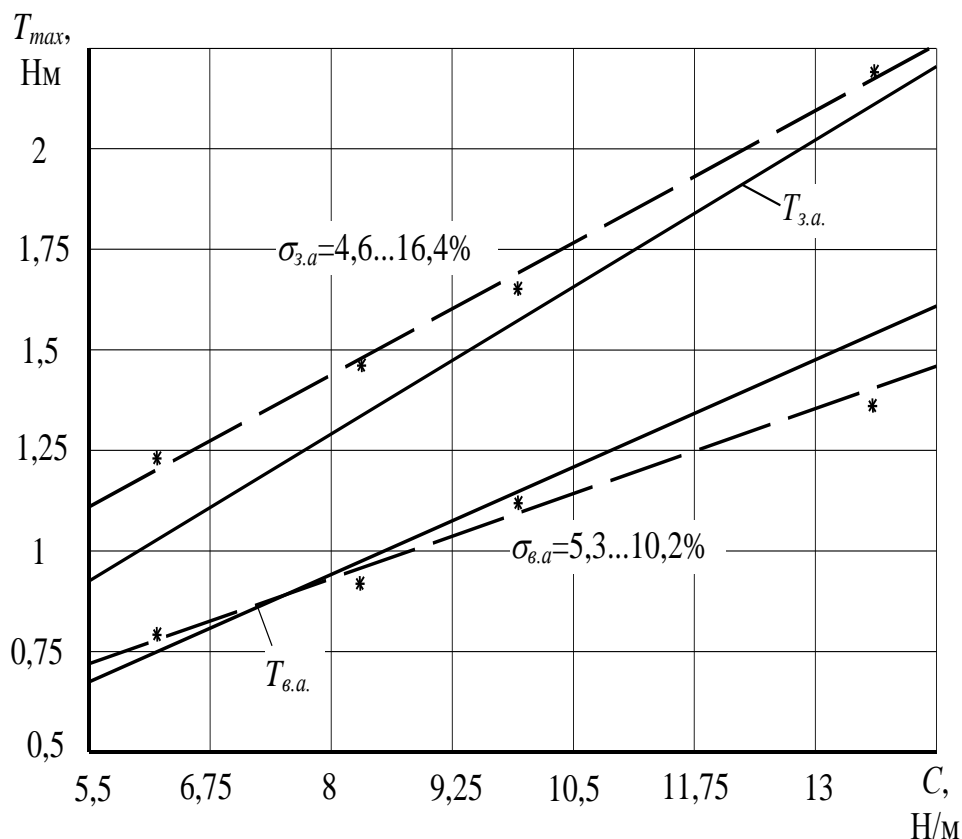


Рис. 3.6. Результати теоретичних і експериментальних досліджень максимального крутного моменту від жорсткості пружини.

- - теоретичні залежності;
- - - - - експериментальні залежності

З аналізу даних залежностей встановлено, що максимальна похибка між результатами теоретичних і експериментальних залежностей становить 16,9%.

При проведенні експерименту досліди ставились у десятикратній повторюваності. Коефіцієнт варіації від серії проведених експериментів при визначенні максимального крутного моменту для незаклиненого активатора знаходиться в межах 4,6...16,4%, а для заклиненого – 5,3...10,2%.

При проведенні експериментальних досліджень шарнірно-важільного механізму повороту активатора на дослідній установці в якості тарувальних важелів застосовували насипний матеріал (зерно), що забезпечило значно точніше проведення експериментальних досліджень. Загальний вигляд

навантаження шарнірно-важільного механізму повороту активатора на установці з насипним вантажем зображено на рис. 3.7.



Рис.3.7. Загальний вигляд установки з шарнірно-важільним механізмом повороту активатора

На рис. 3.8 представлено порівняльні теоретичні та експериментальні графічні залежності зміни величини крутного моменту від кута повороту диска при вільному та заклиненому положенні активатора для шарнірно-важільного механізму повороту активатора.

З проведеного аналізу даних залежностей встановлено, що максимальна похибка між результатами теоретичних і експериментальних залежностей при визначенні крутного моменту становить 14,8%.

Коефіцієнт варіації від серії проведених експериментів (експеримент ставився у десятикратній повторюваності) при визначенні максимального крутного моменту для незаклиненого активатора знаходиться в межах 6,4...12,3%, а для заклиненого – 5,2...14,8%.

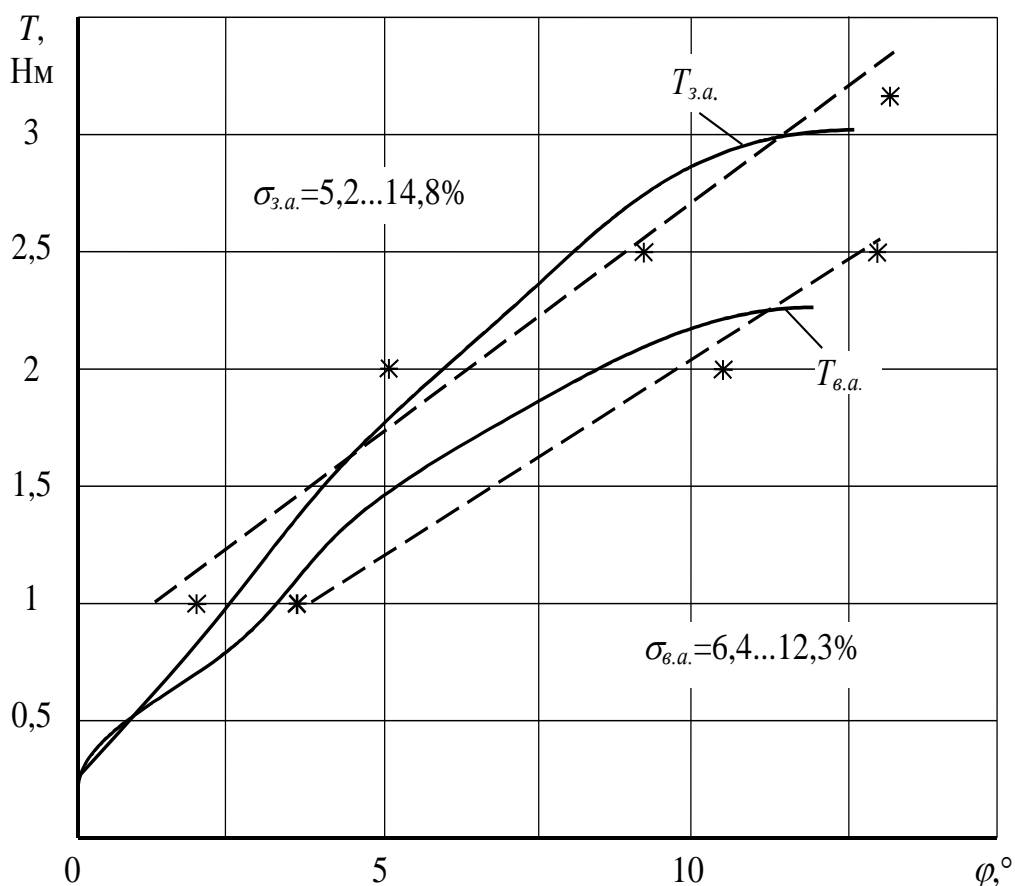


Рис. 3.8. Результати теоретичних і експериментальних досліджень крутного моменту від кута повороту диска.

- — — — — теоретичні залежності;
- - - - - експериментальні залежності

Такі величини розбіжностей між результатами теоретичних і експериментальних досліджень дозволяють стверджувати, що теоретичні залежності можна застосовувати для інженерних розрахунків параметрів механізмів повороту активаторів завантажувальних патрубків.

3.4. Експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра та результати проведення багатofакторного експерименту

Для проведення експериментальних досліджень розроблених конструкцій завантажувальних патрубків в реальних умовах експлуатації розроблена і виготовлена експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра, схема

якої зображена на рис. 3.8. Вона виконана у вигляді основи 4, на якій закріплений перевантажувальний патрубок 5. Перевантажувальний патрубок забезпечує переведення сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі 3 на вивантажувальну 6, а також привід консольно розташованого робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра, який здійснюється від проміжного валу 7 і електродвигуна 8.

На вільному кінці завантажувальної магістралі встановлюються розроблені конструкції завантажувальних патрубоків 2, які безпосередньо взаємодіють з купою сипкого матеріалу 1.

Для проведення експериментальних досліджень був виготовлений експериментальний зразок самозавантажувального патрубка з кулачковим механізмом повороту активаторів з набором пружин різної жорсткості: 6,2; 8,3; 9,92; 13,6 Н/мм. Кулачок і активатор були виготовлені сталевими і відповідно коефіцієнт тертя становив $f = 0,17$.

Метою експериментальних досліджень було встановлення впливу вищевказаних керованих параметрів на продуктивність конвеєра, яка визначається об'ємом матеріалу, що захоплюється завантажувальним патрубком в одиницю часу.

Відбір проб при проведенні експериментальних досліджень відбувався наступним чином. При заданих параметрах завантажувальним патрубком здійснюється захоплення сипкого матеріалу, який робочою спіраллю транспортується в зону вивантаження. При встановленому режимі роботи конвеєра в зоні вивантаження відбувається відбирання матеріалу в мірну тару, який в подальшому зважується.

Загальний вигляд гнучкого конвеєра із завантажувальним патрубком зображено на рис. 3.10. На верхню вісь завантажувального патрубка встановлювались змінні активуючі елементи.

Загальний вигляд виготовленого завантажувального патрубка в робочому середовищі зображено на рис.3.11.

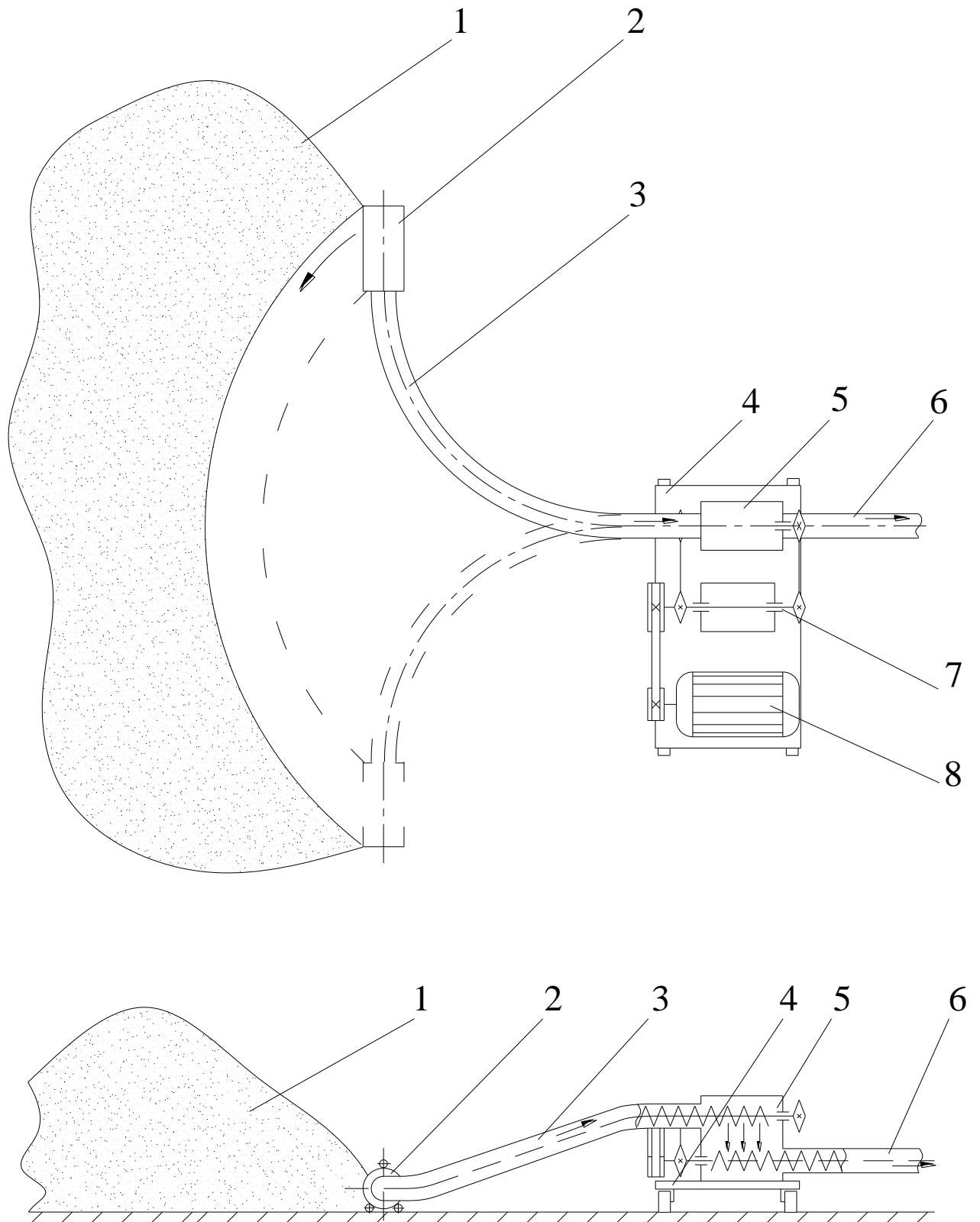


Рис. 3.9. Експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра із завантажувальним патрубком



Рис. 3.10. загальний вигляд експериментальної установки гнучкого гвинтового конвеєра із завантажувальним патрубком



Рис.3.11. Загальний вигляд завантажувального патрубка в робочому середовищі

Відбирання матеріалу здійснювалось на протязі 5 сек, а далі продуктивність конвеєра перераховували в т/год.

Кожен новий дослід починався при підведеному патрубку до купи матеріалу в горизонтальному положенні, причому опорні диски розташовуються на основі площадки.

В якості сипкого матеріалу застосовували ячмінь.

Таким чином, величиною, яка оптимізується є годинна продуктивність конвеєра Q (або Y).

Факторами, які змінюється, є:

X_1 – частота обертання гвинтової спіралі – n , об/хв;

X_2 – величина перекриття пружного кулачка з опорними дисками - δ , мм;

X_3 – зусилля пружини, яке в початковому положенні підтискає кулачок в сторону опорних дисків – F , Н.

Дискретна зміна частоти обертання робочого органу досягалась підбором діаметрів шківів пасової передачі та кількості зубів зірочок ланцюгової передачі між валом двигуна і валом приводу спіралі завантажувальної магістралі.

Величина перекриття пружного кулачка з опорними дисками виставлялась обмежувальною пластиною.

Зусилля пружини, яка в початковому положенні підтискає кулачок в сторону опорних дисків регулювалась шляхом виготовлення пружини різної жорсткості C і її попереднім натягом Δ_0 . Відповідно зусилля пружини в початковому положенні визначали за формулою $F = C \cdot \Delta_0$.

Значення факторів в натуральних величинах, центр експерименту X_0 та інтервали варіювання ΔX_i наведено в таблиці 3.1.

Дослідження проводились при одночасній зміні всіх факторів за планом багатофакторного експерименту ПФЕ-2³.

Таблиця 3.1.

План багатофакторного експерименту

Рівні факторів	Частота обертання спіралі n, об/хв	Величина перекриття кулачка з диском, δ , мм	Початкове зусилля пружини, F, Н
Основний рівень	500	3	30
Інтервал вимірювання	100	1	20
Верхній рівень	600	4	50
Нижній рівень	400	2	10

Функція відгуку знаходилась у вигляді неповного квадратного полінома

$$Y = v_0 + v_1 x_1 + v_2 x_2 + v_3 x_3 + v_{12} x_1 x_2 + v_{13} x_1 x_3 + v_{23} x_2 x_3 + v_{123} x_1 x_2 x_3, \quad (3.1)$$

де x_i – кодовані фактори, $i = 1, 2, 3$;

$v_0, v_1, v_2, v_3, v_{12}, v_{13}, v_{23}, v_{123}$ – коефіцієнти за відповідних значень x_i .

Зв'язок між кодованими та натуральними значеннями факторів встановлюється за залежністю

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.2)$$

де x_i, X_i – відповідно кодоване та натуральне значення i -го фактора;

X_{i0} – натуральне значення i -го фактора на основному рівні;

ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактора.

За даними таблиці 1 складаємо матрицю повнофакторного експерименту ПФЕ- 2^3 , що включає $n = 8$ незалежних експериментів із повторюваністю

дослідів в кожній точці по п'ять разів ($m_0 = 5$). Результати досліджень заносили в таблицю 3.2.

В кожній i -тій точці визначаємо дисперсію S_u^2

$$S_u^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i_n=1}^{m_0} (Y_{i_n} - \bar{Y}_u)^2, \quad (3.3)$$

де i_n – номер повторюваності;

Y_{i_n} – вихідний параметр при i_n повторюваності;

\bar{Y}_u – середнє значення вихідного параметра в кожному досліді.

Перевірка відтворюваності здійснюється за критерієм Кохрена, значення якого визначається з відношення максимальної дисперсії до суми дисперсій

$$G = S_{u \max}^2 / \sum_{u=1}^n S_u^2. \quad (3.4)$$

Результати внесені в таблицю 3.2.

За формулою (3.4) визначаємо: $G = 0,135/0,636 = 0,212$.

Табличне значення критерія Кохрена при $n=8$ і $f_u = (m_0 - 1) = 4$ буде становити $G_T = 0,398$. Оскільки $G_T > G$, то процес відтворюється.

Оскільки процес відтворюється, то коефіцієнти регресії визначаємо за такими залежностями

$$\begin{cases} \theta_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{Y}_u ; \\ \theta_i = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{Y}_u ; \\ \theta_{ij} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{Y}_u , \end{cases} \quad (3.5)$$

де x_{iu} , x_{ju} – відповідно значення i -го та j -го кодованих факторів в u -му досліді.

Значення коефіцієнтів регресії становлять

$$\begin{aligned} \epsilon_0 &= 4,68; & \epsilon_1 &= 1,63; & \epsilon_2 &= 0,43; & \epsilon_3 &= 0,62; & \epsilon_{12} &= 0,084; \\ \epsilon_{13} &= 0,1; & \epsilon_{23} &= 0,16; & \epsilon_{123} &= -0,18. \end{aligned}$$

В такому випадку рівняння регресії має вигляд:

$$Y = 4,68 + 1,63x_1 + 0,43x_2 + 0,62x_3 + 0,084x_{12} + 0,1x_{13} + 0,16x_{23} - 0,18x_{123}.$$

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводиться за допомогою критерія Стюдента. Коефіцієнт вважається значущим, якщо виконується нерівність

$$|\epsilon_a| \geq \Delta\epsilon_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}} \quad (3.6)$$

де ϵ_a – коефіцієнти $\epsilon_0, \epsilon_i, \epsilon_{ij}$ у формулах (3.5);

$\Delta\epsilon_a$ – довірча границя;

$t(0,05; f_y)$ – критерій Стюдента при 5% рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності $f_y = n(m_0 - 1)$.

Рівень значущості дорівнює $1 - \alpha$, де α – довірча ймовірність. Оскільки при 5%-му рівні значущості $\alpha = 0,05$, а $f_y = 8(5 - 1)$, то табличне значення $t = 2,0$.

Дисперсія досліду рівна $S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n S_u^2 = 0,0795$. Довірча границя рівна:

$$\Delta\epsilon_a = 2,0 \sqrt{0,0795} / \sqrt{8} = 0,2.$$

В рівнянні регресії коефіцієнтами, які менші довірчої границі нехтуємо.

Таким чином, рівняння регресії, яке визначає годинну продуктивність конвеєра має вигляд

$$Y = 4,68 + 1,63x_1 + 0,43x_2 + 0,62x_3. \quad (3.7)$$

Перевірку адекватності проводимо за критерієм Фішера. Адекватність має місце, коли виконується нерівність

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.8)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності;

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ – критерій Фішера при 5%-му рівні значущості;

f_{ad} – число ступенів вільності ($f_{ad} = n - k - 1 = 8 - 3 - 1 = 4$);

k – число факторів у досліді.

Дисперсія адекватності визначається

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^n (Y_T - Y_u)^2 = 0,208 \quad (3.9)$$

де Y_T – розрахункове значення відгуку в i -му досліді, яке визначається за формулою (3.7).

Тоді

$$F = \frac{0,208}{0,0795} = 2,62 < F_T = 2,67.$$

Отже, рівняння регресії (3.7) адекватно відтворює результати експерименту.

Відповідно в натуральних координатах рівняння регресії прийме вигляд

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i \left(\frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X} \right).$$

$$Y = 4,68 + 1,63 \left(\frac{n - 500}{100} \right) + 0,43 \left(\frac{\delta - 3}{1} \right) + 0,62 \left(\frac{F - 30}{20} \right);$$

$$Y = -5,69 + 0,0163n + 0,43\delta + 0,031F. \quad (3.10)$$

Необхідно зазначити, що дане рівняння справедливе лише для зони зміни визначених параметрів. При подальшому зростанні величин δ і F спостерігався надто активний поступальний рух завантажувального патрубку, який призводив до його накочування на сипкий матеріал і відповідно різкого зменшення

коефіцієнту завантаження технологічної магістралі конвеєра та його продуктивності.

З аналізу рівняння регресії можна зробити висновок (рис. 3.12), що найбільш суттєвий вплив на зростання продуктивності конвеєра має частота обертання робочої спіралі. Збільшення величин δ і F також призводить до підвищення продуктивності процесу завантаження сипким матеріалом гнучкого кожуха, однак їх вплив в даному діапазоні зміни параметрів є вдвічі меншим.

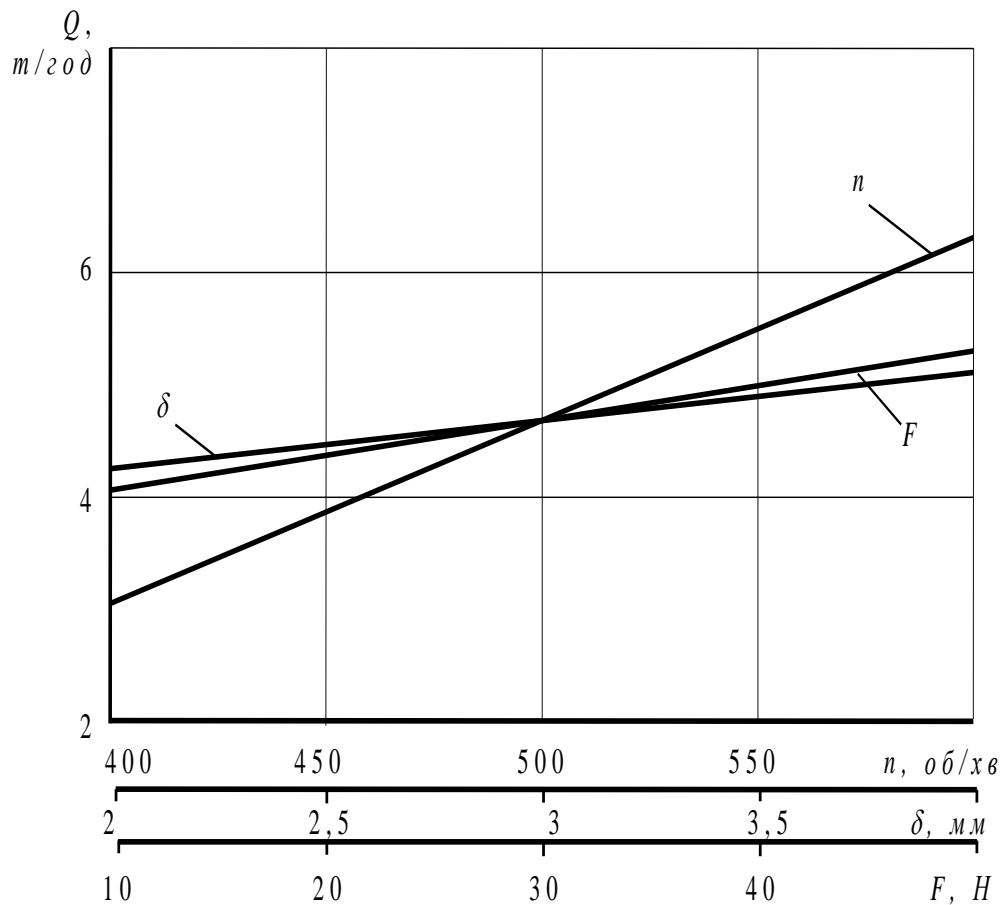


Рис. 3.12. Графічні залежності інтенсивності впливу n , δ і F на продуктивності конвеєра

Необхідно відзначити, що абсолютні значення величин δ і F бажано вибирати якомога меншими (враховуючи необхідну продуктивність конвеєра), оскільки зростання величин даних параметрів призводитиме до підвищення крутного моменту на робочому органі і відповідно енерговитрат на процес транспортування.

3.5. Методика проведення та результати експериментального визначення характеру тягового зусилля завантажувальної магістралі

Метою даних експериментальних досліджень було встановлення функціональної залежності між тяговим зусиллям P на завантажувальному патрубку та величиною його поперечного переміщення разом із технологічною магістраллю l .

Такі дослідження необхідні для того, щоб визначити величину крутного моменту на опорних роликах, який би забезпечив гарантоване переміщення завантажувальним патрубком технологічної магістралі.

Для цього була вибрана плоска бетонна поверхня, на якій крейдою нанесена координатна сітка, по площині котрої від певного тягового зусилля переміщається завантажувальний патрубок разом із технологічною магістраллю.

Методика проведення експериментальних досліджень є наступною. Попередньо гнучку магістраль конвеєра разом із завантажувальним патрубком виставляють в лінію навпроти осі ординат (тобто переміщення завантажувального патрубка в напрямку осі абсцис рівне 0). Далі, до завантажувального патрубка, через гнучкий елемент, приєднують тарувальну вагу, яка фіксує зусилля, яке необхідне для переміщення технологічної магістралі.

В процесі дослідження першочергово визначали зусилля зриву завантажувального патрубка разом із гнучким кожухом (тобто їх перехід із статичного в рухоме положення), а також зусилля переміщення до заданих значень поперечного положення ($l = 1, 2, 3$), як при безперервному так і при дискретному переміщенні.

Початкове положення технологічної магістралі, а також її переміщення від тягового зусилля відповідно зображено на рис. 3.13а і б.

*a**б*

Рис. 3.13. Загальний вигляд технологічної магістралі

a – початкове положення технологічної магістралі;

б – переміщення технологічної магістралі від тягового зусилля

Результати експериментальних досліджень представлено на рис. 3.14 у вигляді графічних функціональних залежностей величини поперечного переміщення l технологічної магістралі довжиною 4м від тягового зусилля P .

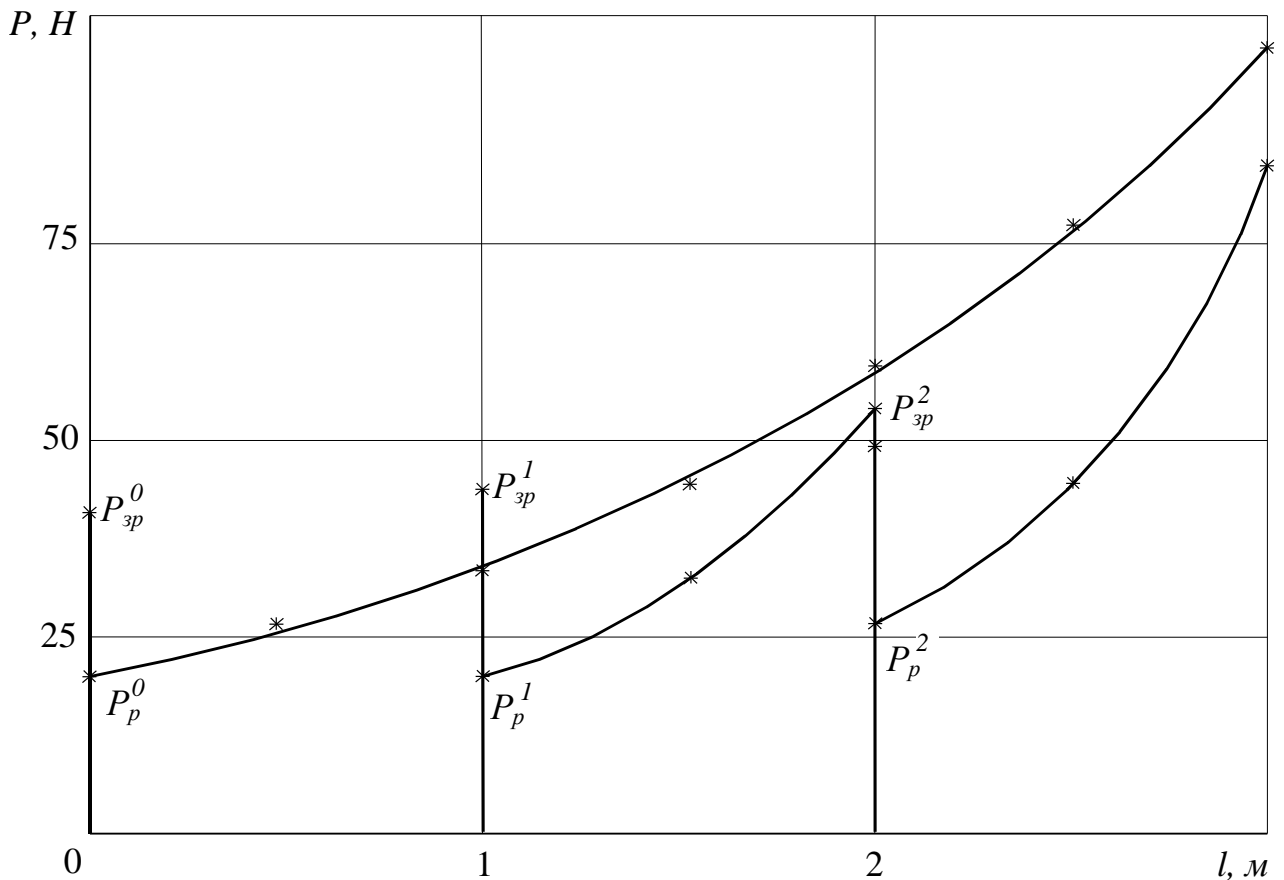


Рис. 3.14. Залежності тягового зусилля P завантажувального патрубка від величини поперечного переміщення l

Аналізуючи дані залежності можна встановити, що зусилля зриву магістралі $P_{зр}^0$; $P_{зр}^1$; $P_{зр}^2$ із статичного положення при розміщенні завантажувального патрубка в позиціях, які відповідають $l = 0$; 1; 2м, в два рази перевищують зусилля руху P_p^0 ; P_p^1 ; P_p^2 у даних положеннях.

Зусилля переміщення магістралі без зупинки від початкового положення до положення, яке відповідає $l = 3$ м на 13% перевищує зусилля переміщення магістралі до аналогічного положення при дискретних зупинках магістралі.

Дані залежності дозволяють зробити наступні висновки. Дослідження проводились по рівній поверхні без взаємодії патрубку з матеріалом. При заборі

матеріалу рухомі елементи патрубкa будуть взаємодіяти з матеріалом, що ускладнить його переміщення. Тому початковий підбір конструктивно-силових параметрів елементів взаємодії завантажувального патрубкa необхідно здійснювати виходячи із зусилля зриву магістралі $P_{зр}$ при врахуванні крайніх положень зони забору матеріалу. При цьому крутний момент на активаторі визначається за залежністю $T = P \cdot r_o$, де r_o – радіус опор активатора, які пересуваються по робочій поверхні. Для конкретного випадку визначимо крутний момент на активаторі для довжини магістралі 4м: $P \approx 100$ Н; $r_o = 30$ мм. Тоді $T = 3$ Нм.

3.6. Методика проведення та результати експериментальних досліджень режиму роботи активатора в сипкому середовищі

Процес забору матеріалу при самозавантаженні патрубком технологічної магістралі забезпечується збуджувальними активаторами, які періодично провертаються в матеріалі і направляють його на спіраль шнека.

Для проведення експериментальних досліджень, в якості активатора вибраний бітерний вал з чотирма рівномірно розташованими по колу радіальними лопатками.

Метою експериментальних досліджень є встановлення величини крутного моменту на активаторі, який забезпечує його провертання у сипкому середовищі, що сприяє ефективному завантаженню магістралі технологічним матеріалом.

Методика проведення експериментальних досліджень є наступною.

В корпус завантажувального патрубкa встановлюється бітерний вал активатора, який повинен бути максимально наближеним до основи стола з метою його повного покриття сипким матеріалом.

Загальний вигляд розташування на столі активного бітерного валу в корпусі патрубкa зображено на рис. 3.15.

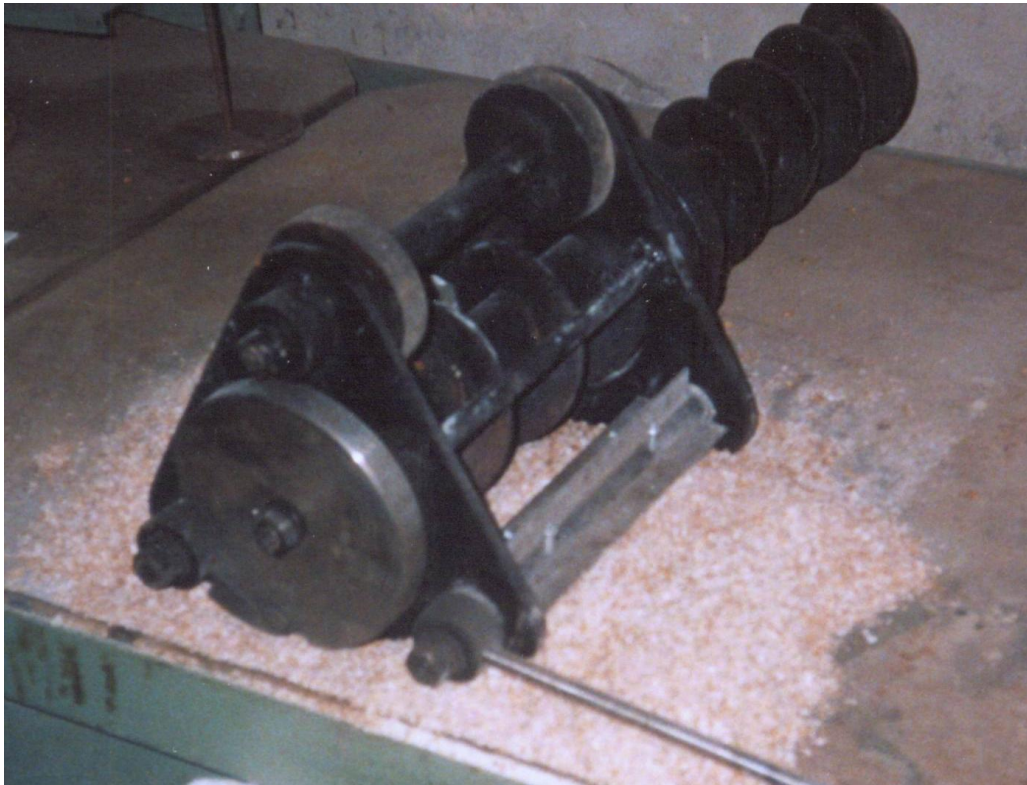


Рис. 3.15 Загальний вигляд розташування на столі активного бітерного валу в корпусі патрубку

Активний бітерний вал в стані вільного обертання повністю засипається сипким матеріалом причому висота і ширина стовпа матеріалу є постійною для різних матеріалів, для яких проводиться дослідження. Це необхідно для того щоб забезпечити однакові умови роботи бітера при його прокручуванні в різних сипких середовищах і отримати відносну оцінку його впливу на величину крутного моменту.

Так висота стовпа матеріалу становила $H_m = 110$ мм, а ширина $B_m = 150$ мм. Конструктивні параметри активного бітерного валу: довжина лопатки $l_n = 180$ мм, висота лопатки $h_n = 10$ мм, кількість лопаток 4. Далі в спеціально виконаний отвір вставляється тарувальний важіль до якого кріпиться поліетиленовий пакет. В пакет насипається матеріал до моменту провертання важеля, що характеризує зрушення матеріалу лопатками активатора.

При визначенні крутного моменту зважується матеріал в пакеті, а також враховується маса важеля та відповідні плечі.



а



б



в

Рис. 3.16. Загальний вигляд проведення експерименту при визначенні крутного моменту для зрушення сипкого середовища:

а – висівки; б – ячмінь; в – пшениця

За результатами експериментальних досліджень побудована гістограма максимального крутного моменту, при якому відбувається зрушення матеріалу лопатками бітера для висівок, ячменю і пшениці (рис. 3.17).

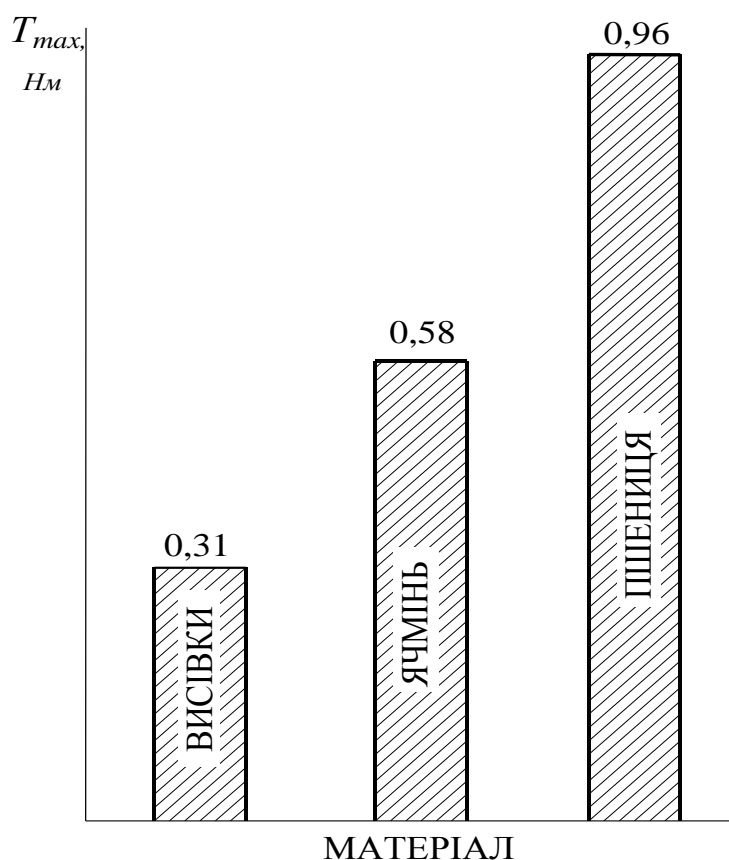


Рис. 3.17. Гістограма максимального крутного моменту, при якому відбувається зрушення матеріалу лопатками бітера

Аналізуючи результати проведених експериментальних досліджень, які викладені в розділах 3.5 і 3.6 для заданих конкретних конструктивних і технологічних параметрів елементів завантажувального патрубку і технологічної магістралі можна констатувати, що крутний момент, який повинен забезпечити відповідне тягове зусилля технологічної магістралі значно (у 3...10 разів) перевищує крутний момент для провертання активатора у сипкому середовищі. Тому підбір конструктивно-силових параметрів елементів механізмів повороту активаторів завантажувального патрубку необхідно здійснювати виходячи з тягового зусилля, яке необхідне для переміщення технологічної магістралі.

3.7. Висновки

За результатами даного розділу можна зробити наступні висновки.

На основі запропонованих технологічних схем самозавантажувальних патрубків розроблено та виготовлено конструкції з кулачковим та шарнірно-важільним механізмами повороту активаторів.

Розроблені та виготовлені лабораторні установки, на яких проведені експериментальні дослідження для кулачкового механізму повороту активатора дозволили встановити залежність максимального крутного моменту від конструктивних параметрів елементів зачеплення, а для шарнірно-важільного механізму повороту експериментально встановлено зміну величини крутного моменту на центральному диску від кута повертання активатора. Розбіжність між проведеними теоретичними і експериментальними дослідженнями не перевищує 17%. Коефіцієнт варіації від серії проведених експериментів при визначенні максимального крутного моменту для незаклиненого активатора знаходиться в межах 6,4...12,3%, а для заклиненого – 5,2...14,8%.

На експериментальній установці гнучкого гвинтового конвеєра проведено багатофакторний експеримент, за результатами якого складено регресійні залежності. Встановлено, що при роботі гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим і виготовленим самозавантажувальним патрубком із кулачковим механізмом повороту активаторів, 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 робочого органу, далі зазор між активатором і диском і сила попереднього натягу пружини.

Розроблена методика та проведені експериментальні дослідження з визначення тягового зусилля завантажувальної магістралі. Встановлено, що для технологічної магістралі довжиною 4 м зусилля зриву магістралі із статичного положення, в різних позиціях завантажувального патрубка, в 2 рази перевищує зусилля руху магістралі.

Розроблена методика та проведені експериментальні дослідження з визначення силових параметрів провертання активатора в сипкому середовищі. Встановлено, що для активного бітерного валу з довжиною лопатки $l_l = 180$ мм, висотою лопатки $h_l = 10$ мм і кількістю лопаток 4, а також висотою $H_m = 110$ мм та шириною $B_m = 150$ мм стовпа матеріалу крутний момент для його провертання в різних середовищах 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 провертання активатора у сипкому середовищі.

РОЗДІЛ 4

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ ТА ЇХ ВИРОБНИЧА ОЦІНКА

4.1. Розрахункові та графічні залежності для вибору параметрів механізмів повороту активаторів самозавантажувальних патрубків

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень розроблена інженерна методика проектування та вибору параметрів самозавантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів.

Для практичних розрахунків зробимо прив'язку до традиційних гумово-армованих рукавів, із внутрішнім діаметром 100мм, які широко застосовуються для транспортування різних матеріалів.

З відомих літературних джерел [19; 94] оптимальні межі частот обертання робочого органу, які забезпечують задовільну продуктивність і експлуатаційні показники гнучкого гвинтового конвеєра відповідають таким значенням 400...600 *об/хв*. Це відповідно спричинятиме досить часту взаємодію кулачка з поверхнею активатора. Зростання радіуса активатора та кулачка призводитиме до збільшення дуги контакту тіл взаємодії і відповідно до зростання кута провертання активатора, що є недоцільним, в першу чергу з точки зору енерговитрати на виконання технологічного процесу. Тому, виходячи з раціонального конструктивного виконання робочої поверхні активатора, що взаємодіє з кулачком приймемо радіус активатора $r_a = 0,022$ м, а радіус кулачка $r = 0,007$ м.

Враховуючи дані значення радіусів активатора і кулачка, а також раціональну схему компоновки механізму повороту активатора приймемо величину абсолютного значення $h = 0,074$ м. Також виходячи з умови утворення мінімального плеча клинення кулачка при його радіальному переміщенні приймемо $\delta = 0,002$ м, $t = 0,002$ м.

Прийняті величини вищезазначених параметрів не мають суттєвого впливу на величину крутного моменту на активаторі, оскільки як видно з графічних залежностей, що зображені на рис. 2.5, домінуючий вплив на даний силовий фактор має сила пружини, яка визначається її жорсткістю та величиною попереднього натягу. Тому, для інженерних розрахунків введемо формули для визначення максимального крутного моменту на елементах завантажувального патрубку, як функцію від жорсткості пружини і величини її попереднього натягу. Для цього звернемось до графічних залежностей, які зображено на рис. 2.4. З їх аналізу можна встановити, що максимальний крутний момент відповідатиме певному значенню кута повороту центрального диска і відповідно кулачка відносно активатора.

Так максимальний крутний момент на кулачку відповідає кутам провертання $\varphi \approx 10,5^\circ$ – при вільно обертовому активаторі T_δ^1 і $\varphi \approx 9,5^\circ$ – при заклиненому активаторі T_δ^2 . Крутний момент на активаторі T_a має зворотну тенденцію зміни абсолютної величини і його максимальне значення відповідає $\varphi = 0^\circ$.

При необхідності підвищення величини крутного моменту на активаторі в процесі експлуатації гнучкого гвинтового конвеєра, цього можна досягнути шляхом збільшення величини попереднього натягу пружини, тобто її регулюванням, що необхідно передбачити в конструкції завантажувального патрубка.

Підставивши вищевказані величини у відповідні системи рівнянь (2.15), (2.16) і (2.18) отримаємо спрощені формули для інженерних розрахунків T_δ^1 ; T_δ^2 і T_a

$$T_\delta^1 = 0,021 \circ C(\Delta_0 + 0,0009); \quad (4.1)$$

$$T_\delta^2 = 0,019 \circ C(\Delta_0 + 0,0013)(1 + 2,5f); \quad (4.2)$$

$$T_a = 0,022 \circ fC(\Delta_0 + 0,003). \quad (4.3)$$

На рис. 4.1 – 4.3 представлено відповідно графічні залежності крутних моментів T_{δ}^1 ; T_{δ}^2 і T_a від жорсткості пружини C , її попереднього натягу Δ_0 і коефіцієнта тертя f в парі кулачок-активатор. Дані залежності мають чітко виражений лінійний характер, причому при зміні одного параметру і визначенні його впливу на величину крутного моменту інші залишались постійними і відповідно їх абсолютні значення становили: $C = 10^4$ Н/м; $\Delta_0 = 0,005$ м; $f = 0,17$.

Даними графіками зручно користуватись при підборі необхідних параметрів кулачкового механізму повороту активаторів та опорних роликів завантажувального патрубку технологічної магістралі в залежності від заданої величини крутного моменту, який визначається експериментально для різних матеріалів, тягового зусилля на опорних роликах завантажувального патрубку і конструктивного виконання робочих поверхонь активатора.

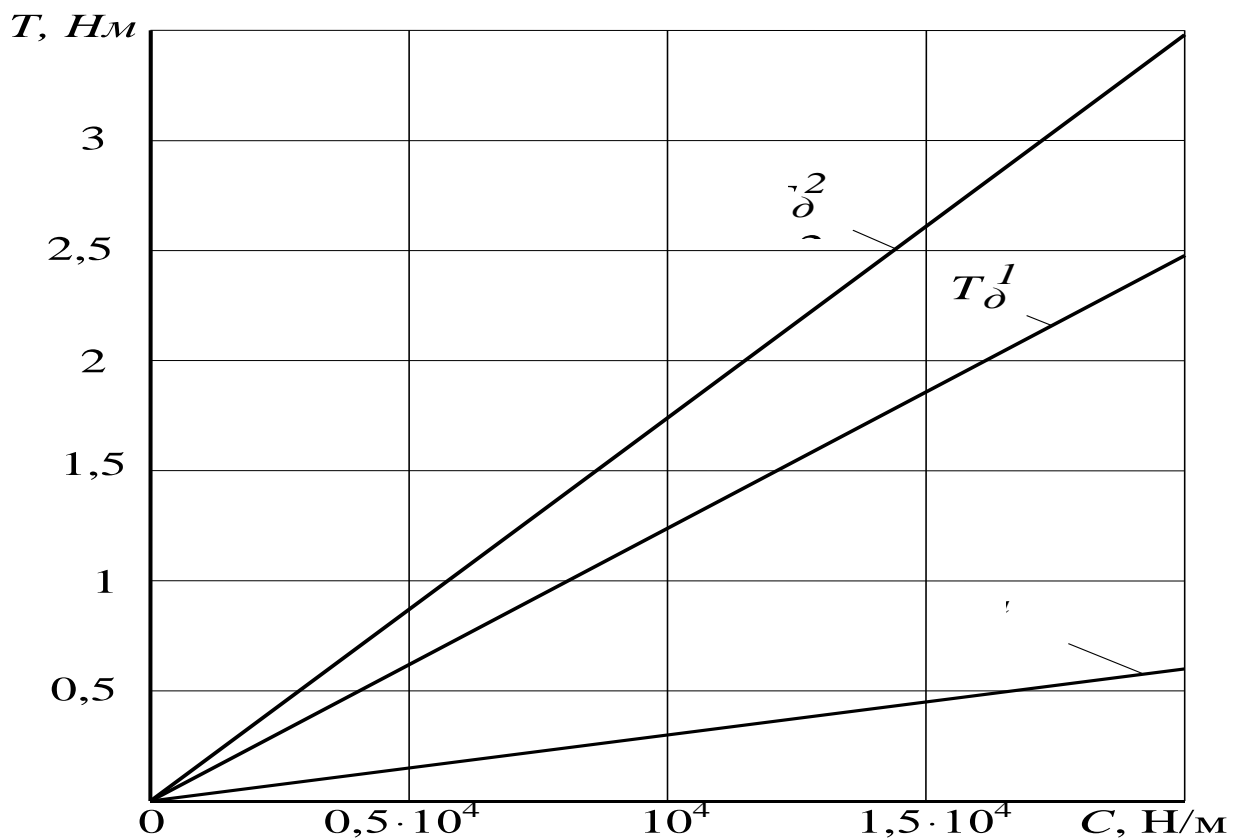


Рис.4.1. Залежності крутного моменту від жорсткості пружини.

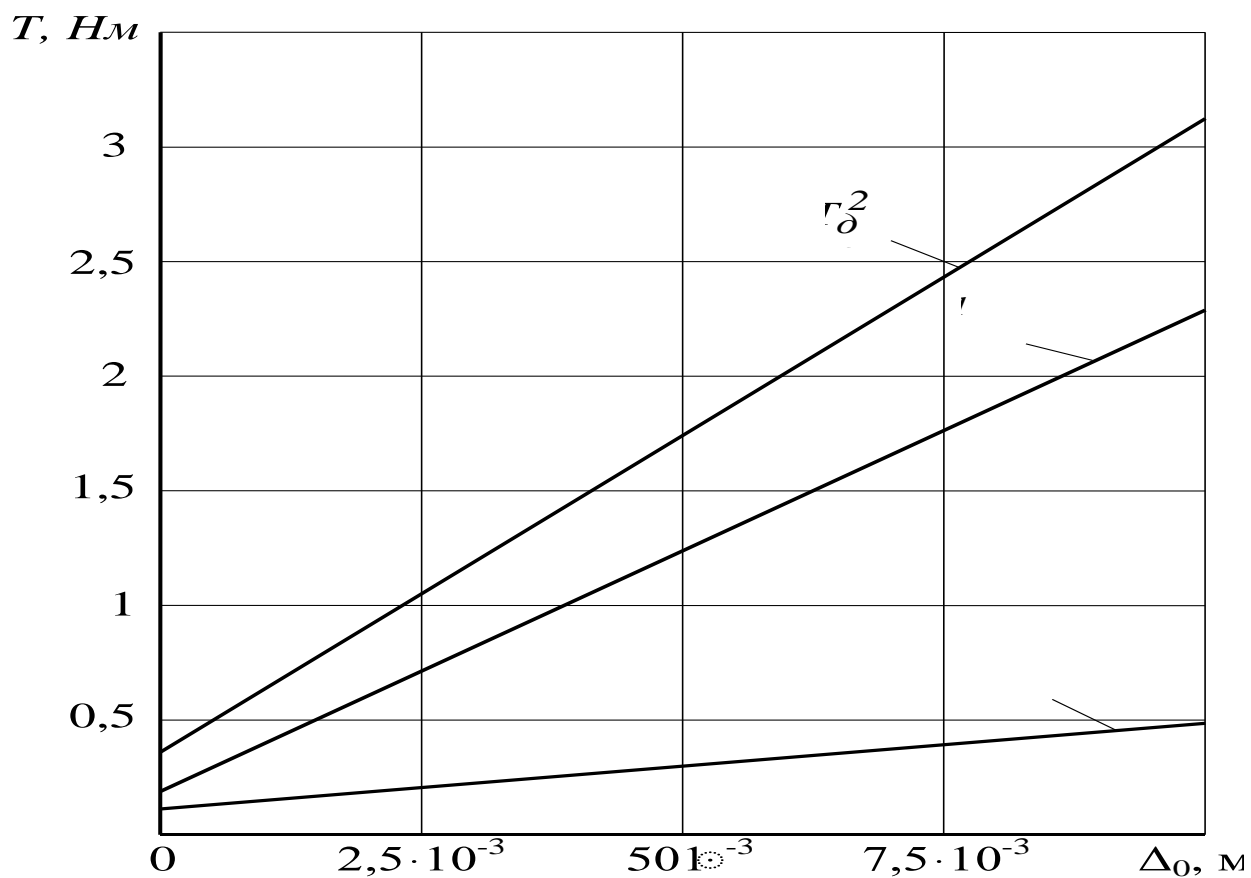


Рис.4.2. Залежності крутного моменту від попереднього натягу пружини.

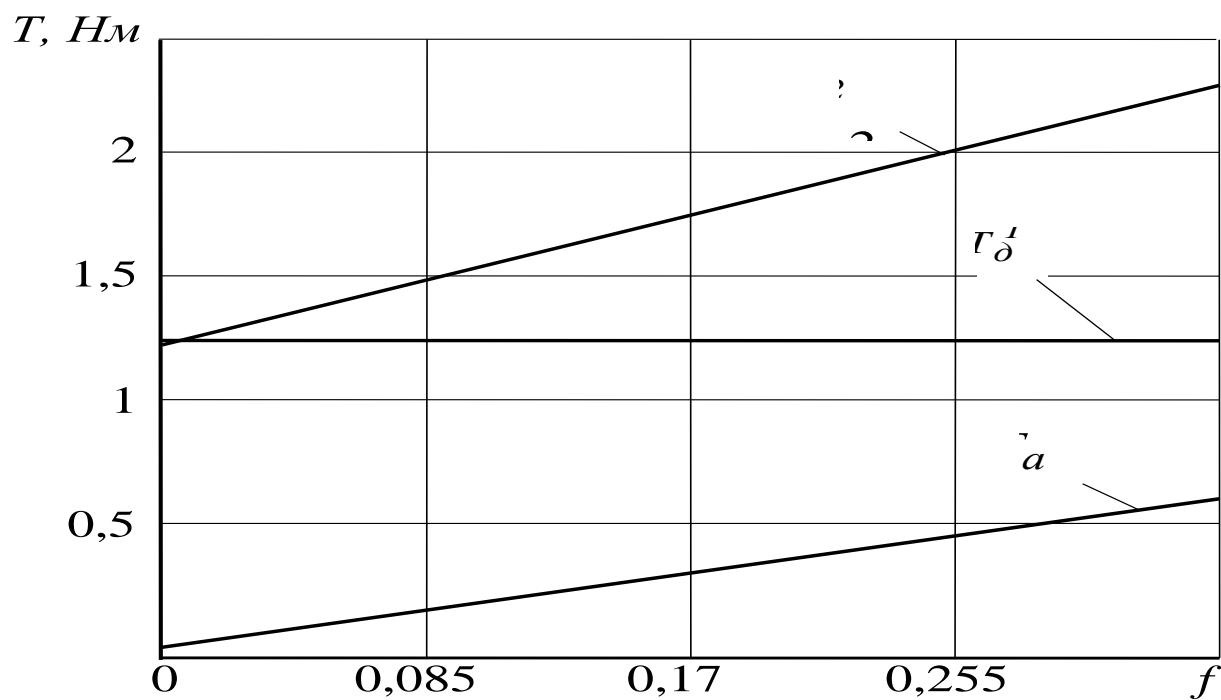


Рис.4.3. Залежності крутного моменту від коефіцієнту тертя в парі кулачок активатор.

Аналогічні дослідження проведено для шарнірно-важільного механізму повороту активатора. Також прийнято, що робочий орган розташовується в рукаві діаметром 0,1 м. Виходячи з конструктивних міркувань приймемо радіус диска $R = 0,025$ м, довжину шарнірно закріпленого важеля $l = 0,03$ м, а радіус активатора приймемо аналогічним до попереднього випадку $r_a = 0,022$ м. Враховуючи те, що при відхилянні шарнірно закріпленого важеля деформація пружної пластини відбувається в боковому напрямку і величина цієї деформації є незначною то приймемо підвищену, у порівнянні з попереднім варіантом, величину перекриття важеля з активатором $\Delta = 0,003$ м.

Також користуючись графічними залежностями рис. 2.6 визначаємо числові значення кутів φ провертання диска, які відповідають максимальним значенням величин T_δ^1 ; T_δ^2 і T_a . Так максимальним величинам T_δ^1 ; T_δ^2 кут φ становить 6° , а $T_a - \varphi = 16^\circ$.

Підставляючи вище вказані величини у відповідні рівняння і системи ((2.20), (2.22), (2.28), (2.29), (2.31), (2.32), (2.46), (2.47) і (2.48)) отримаємо спрощені формули для інженерних розрахунків T_δ^1 ; T_δ^2 і T_a

$$T_\delta^1 = 0,25 \frac{EIz^2 f\pi}{l_{np}^3}; \quad (4.4)$$

$$T_\delta^2 = 0,34 \frac{EIz^2 f\pi}{l_{np}^3}; \quad (4.5)$$

$$T_a = T_\delta^2. \quad (4.6)$$

На рис. 4.4 і 4.5 представлено графічні залежності T_δ^1 і T_δ^2 від I ; z ; f ; l_{np} , з аналізу яких можна встановити характер і рівень впливу моменту інерції пластини I , відстані між початком важеля і точкою контакту його з пружною пластиною z , коефіцієнту тертя f і довжини пружної пластини l_{np} на величину крутного моменту.

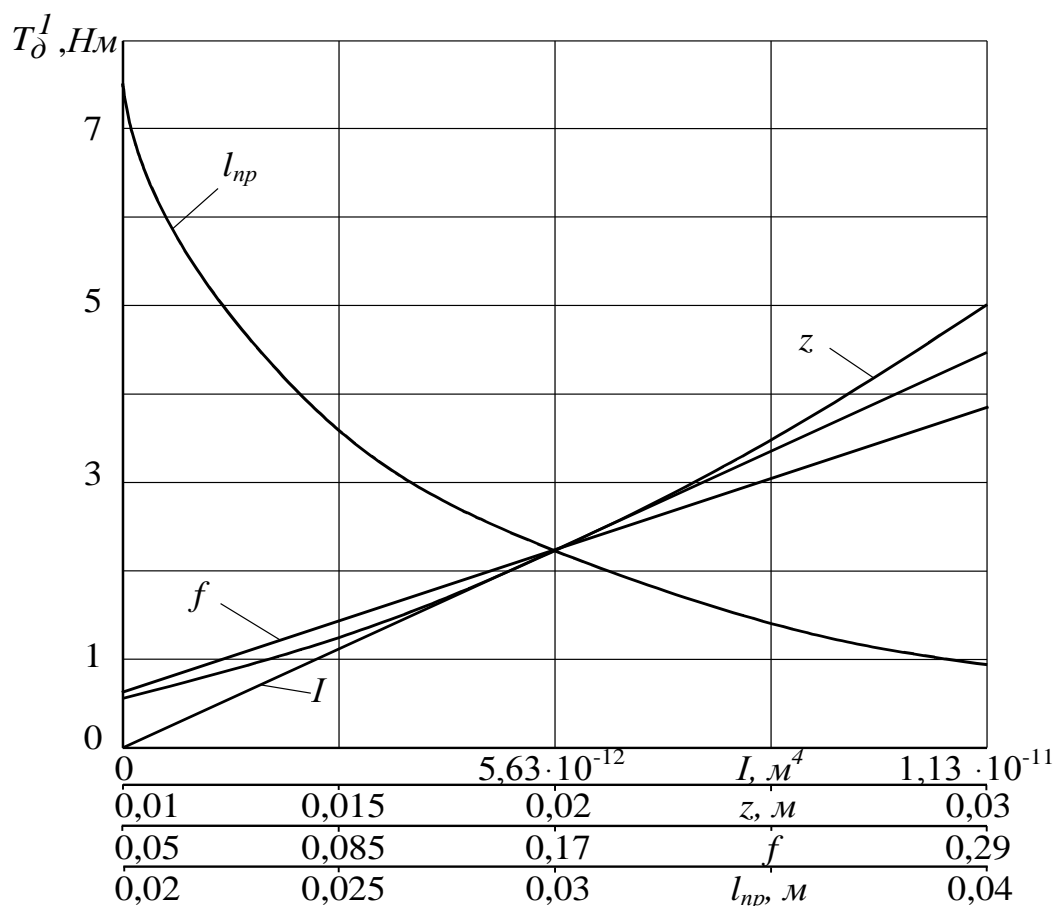


Рис. 4.4. Залежності крутного моменту T_D^1 від параметрів I ; z ; f ; і l_{np} .

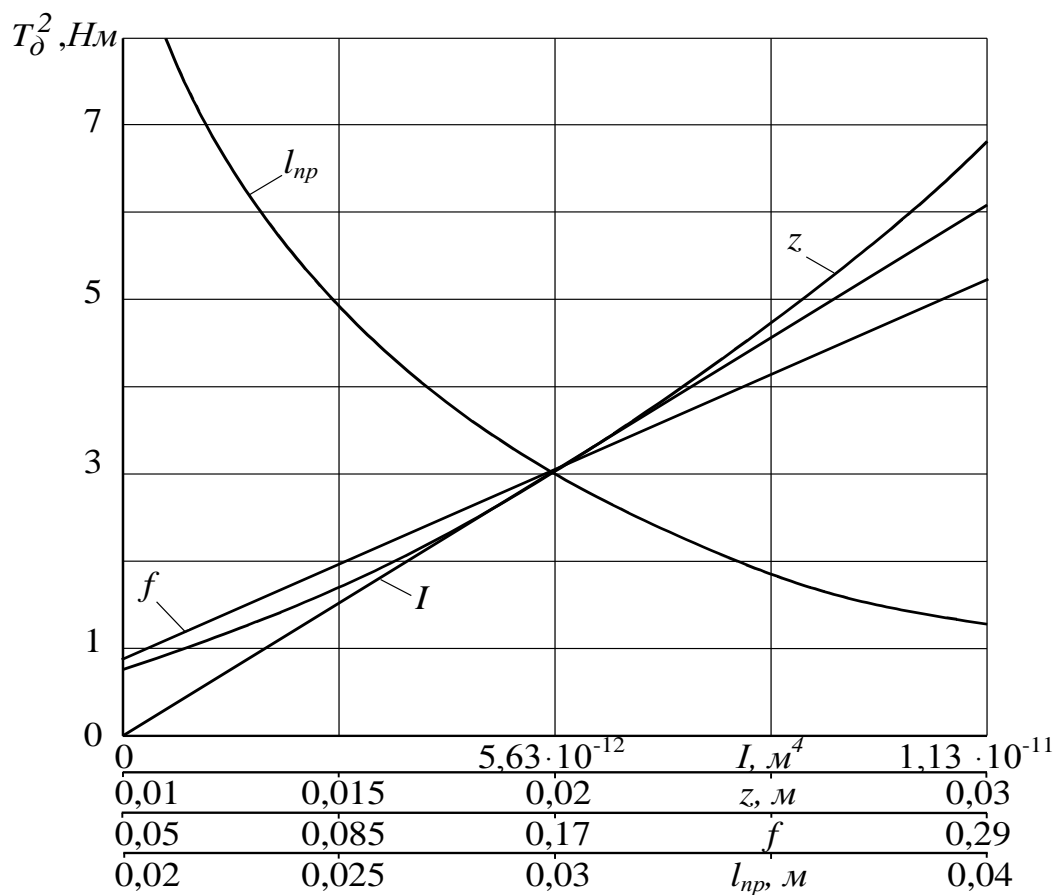


Рис. 4.5. Залежності крутного моменту T_D^2 від параметрів I ; z ; f ; і l_{np} .

Як видно з наведених графічних залежностей найбільш інтенсивний вплив на величину крутного моменту має довжина і момент інерції плоскої пружини. Тому при інженерному розрахунку і проектуванні шарнірно-важільного механізму повороту активаторів завантажувального патрубку, необхідно передбачити набір змінних пружних пластин з різними моментами інерції і різної довжини, а також передбачити простоту їх кріплення до центрального диска.

Такими даними доцільно користуватись при підборі необхідних параметрів в залежності від заданої величини крутного моменту, який визначається експериментально для різних матеріалів і конструктивного виконання робочих поверхонь активатора.

4.2. Інженерна методика проектування самозавантажувальних патрубків

Методика проектування розроблених конструкцій самозавантажувальних патрубків здійснюється наступним чином.

Першочергово необхідно встановити величину крутного моменту, при якому за будь яких умов відбудуватиметься виконання технологічного процесу.

Для цього необхідно встановити крутні моменти, які виникають при провертанні активатора в сипкому середовищі та крутного моменту для переміщення гнучкої технологічної магістралі опорними роликками.

Як показали експериментальні дослідження в переважній більшості крутний момент на обертання опорних роликів і створення відповідного тягового зусилля є значно більший ніж крутний момент для повороту активатора. Однак, при роботі завантажувального патрубку з іншими матеріалами, особливо при підвищеній вологості і в'язкості матеріалу, а також при інших конструкціях і параметрах активаторів такі дослідження необхідно проводити.

У випадку коли активатор і ролики спарено встановлені на валах то необхідно сумувати вище вказані крутні моменти. Якщо активатор встановлений тільки у верхній частині патрубку, а пара роликів у нижній частині то необхідно встановити який із крутних моментів (для повертання активатора в середовищі чи для переміщення гнучкої технологічної магістралі опорними роликами) буде більшим і відносно нього необхідно проводити подальший розрахунок параметрів завантажувального патрубку.

Для встановлення величини крутного моменту, що забезпечує повертання активатора в середовищі доцільно користуватись методикою та результатами експериментальних досліджень викладених у розділі 3.6.

Для забезпечення переміщення технологічної магістралі опорними роликами, величина крутного моменту визначається за результатами експериментальних досліджень, які викладені у розділі 3.5.

Далі величину необхідного крутного моменту підставляємо у формули, які викладені у розділі 4.1 і варіативним способом підбираємо параметри самозавантажувального патрубку.

У випадку, коли прийняті сталі параметри механізмів повороту активаторів не задовольняють умови проєктанта, то проводиться заміна прийнятих конструктивно-технологічних параметрів. Після підстановки змінених параметрів у рівняння і системи рівнянь, які викладені у розділах 2.2 і 2.3 отримуються спрощені формули, які подібні до формул викладених у розділі 4.1. Далі розрахунок проводиться аналогічно до попереднього.

Переміщення завантажувального патрубку здійснюється робочими роликами, максимальна сила тяги яких залежить від маси m завантажувального патрубку із приведеною масою шнека

$$F = mgf, \quad (4.7)$$

де f – коефіцієнт ковзання матеріалу роликів по робочій поверхні.

Приведена маса наближено пропорційна кубу діаметра похідного отвору жолоба шнека

$$m = kD^3, \quad (4.8)$$

де k – коефіцієнт пропорційності.

Приведений розрахунковий згинний момент, під дією якого проходить викривлення траси визначається

$$M_p = \frac{(F - F_{on})L}{2} = \frac{(mgf - F_{on})L}{2},$$

де F_{on} – сила опору переміщенню патрубку від бурта матеріалу,

L – довжина технологічної магістралі.

Максимальний приведенний розрахунковий згинний момент технологічної магістралі

$$M_{p_{max}} = \frac{mgf}{2} L. \quad (4.9)$$

Далі порівнюємо максимальний згинний момент технологічної магістралі із аналогічним згинним моментом, який виникає від крутного моменту T_a , що передається на опорні ролики. При цьому, згинний момент технологічної магістралі $M_{зз}$, який виникає від дії опорних роликів з радіусом r_{on} визначається за залежністю

$$M_{зз} = \frac{T \cdot L}{2r_{on}}. \quad (4.10)$$

Оптимальним вважається варіант, коли $M_{зз} \geq M_p$. Це забезпечить гарантоване переміщенні завантажувального патрубку в сторону купи матеріалу опорними роликами. Подальше збільшення величини $M_{зз}$ є недоцільним, оскільки це призведе до підвищення енерговитрат.

Наступним етапом є визначення технологічної зони забору матеріалу, а також раціонального значення довжини технологічної магістралі.

За залежністю (2.68) координата краю зони захоплення шириною B визначається

$$y = \frac{B}{2} = \sqrt{\frac{C_\varphi^2}{M_p^2} + L^2} - \frac{C_\varphi}{M_p}, \quad (4.11)$$

де C_φ – приведена жорсткість конвеєра.

В залежності (4.11) момент M_{Pmax} згідно (4.9) також визначають через довжину L . Після спрощення рівняння (4.11) отримуємо рівняння 3 степені для визначення L

$$L^3 - \frac{B^2}{4}L - \frac{2BC_\varphi}{mgf} = 0. \quad (4.12)$$

Аналітичний розв'язок рівняння (4.12) приводить до складного виразу, який використовувати в інженерній методиці недоцільно. Аналіз даного рівняння показує, що його розв'язок можна представити інтеграційною залежністю такого виду

$$L_i = \sqrt[3]{\frac{B^2}{4}L_{i-1} + \frac{2BC_\varphi}{mgf}}. \quad (4.13)$$

Проведені дослідження показали, що ця залежність уже після першої інтеграції дає практично точний результат.

Приймаємо за початкове значення величину $L_0 = B$, яка рекомендується виходячи із зручності експлуатації і яка є орієнтиром при проектуванні конвеєра.

Тоді уточнене значення довжини конвеєра, що забезпечує обслуговування робочої зони шириною B при приведеній жорсткості технологічної магістралі C_φ буде

$$L = \sqrt[3]{\frac{B^3}{4} + \frac{2BC_\varphi}{mgf}}. \quad (4.14)$$

Ширину зони обслуговування можна міняти змінюючи масу завантажувального патрубку m шляхом накладання додаткових вантажів використовуючи залежність

$$B = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot C_{\varphi}}{mgfL}\right)^2 + L^2} - \frac{4 \cdot C_{\varphi}}{mgfL}. \quad (4.15)$$

При цьому необхідно збільшувати величину M_{3z} шляхом регулювання параметрів елементів зачеплення механізму повороту активатора, наприклад збільшенням жорсткості пружини, величини її попередньої деформації або величини перекриття кулачка чи важеля з поверхнею активатора.

В зв'язку з можливою суттєвою похибкою при аналітичному визначенні приведеної жорсткості її доцільно визначати експериментально за залежністю

$$C_{\varphi} = \frac{F_e L_e^2}{2\theta_e}, \quad (4.16)$$

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

4.3. Виробнича та економічна ефективність гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим самозавантажувальним патрубком

Для проведення виробничих випробувань на ТзОВ “Універст” ЛТД м. Тернопіль був виготовлений експериментальний зразок двомагістрального гнучкого гвинтового конвеєра із розробленим самозавантажувальним патрубком згідно деклараційного патенту України № 61435 А.

При проведенні виробничих випробувань частота обертання гвинтової спіралі становила $n = 560$ об/хв. Внутрішній діаметр гнучкого кожуха становив 0,1 м, а зовнішній діаметр спіралі шнека – 0,096 м. В якості механізму повороту активатора був застосований кулачковий механізм. Завантажувальний патрубок був виконаний з наступними параметрами: $r_a = 0,022$ м; $r = 0,007$ м; $h = 0,074$ м; $\delta = 0,003$ м; $m = 0,002$ м; $C \approx 10^4$ Н/м.

Виробничі випробування при визначенні продуктивності здійснювались на зерновому матеріалі.

За результатами роботи гнучкого гвинтового конвеєра із запропонованим завантажувальним патрубком встановлено, що продуктивність конвеєра становила близько 4600 кг/год.

Певне зниження продуктивності в порівнянні з проведеними лабораторними дослідженнями пояснюється додатковими витратами часу на попереднє місце встановлення завантажувального патрубка з одночасним переміщенням центрального корпусу конвеєра в сторону купи матеріалу, що необхідно відзначити як недолік такого процесу забору матеріалу.

Зменшити загальний час на такі перестанови можливо за рахунок збільшення величини бурта матеріалу, з яким взаємодіятиме завантажувальний патрубок.

За результатами проведених досліджень доведено, що при застосуванні на вільному кінці магістралі самозавантажувального патрубка технологічний процес забору матеріалу відбувається без втручання оператора. Таким чином даний гвинтовий конвеєр може обслуговувати 1 оператор, який переставляє і контролює електропровід.

Фактично при роботі гнучкого гвинтового конвеєра із завантажувальним патрубком виключаються два оператори, які повинні ззовні вручну завантажувати технологічну магістраль.

Враховуючи те, що постійно проходить зміна тарифних ставок оплати праці то проведемо наближений розрахунок економічної ефективності станом на квітень 2005р.

По занижених тарифних ставках оклад 1 оператора є на рівні 300 грн. Прийmemo, що гнучкий гвинтовий конвеєр працює пів року на завантажувально-розвантажувальних технологічних операціях. Тоді економія від зарплати становитиме 3600 грн. Вартість виготовлення патрубка максимальною масою 20 кг при середній вартості металу 10 грн/кг і коефіцієнті переробки металу 3 становить $20 \cdot 10 \cdot 3 = 600$ грн.

Таким чином очікуваний річний економічний ефект на один гнучкий гвинтовий конвеєр із самозавантажувальним патрубком приблизно становить 3000 грн.

4.4. Перспективні напрямки вдосконалення процесів забору сипких матеріалів завантажувальними патрубками

На основі проведених досліджень процесів забору сипких матеріалів розробленими конструкціями завантажувальних патрубків, виявлено ряд недоліків і відповідно викладені основні напрямки їх подальшого вдосконалення.

Стосовно теоретичних досліджень слід описати процеси забору сипких матеріалів активаторами з різною формою робочої поверхні з метою встановлення оптимальних параметрів завантажувальних патрубків.

Для активізації взаємодії робочих поверхонь із сипкими матеріалами доцільно застосувати різні типи вібраційних пристроїв та описати динамічні процеси, які виникатимуть при виконанні технологічного процесу.

В подальшому необхідно теоретично обґрунтувати та експериментально підтвердити довжину забірної частини завантажувального патрубка з метою уникнення переміщення суцільної частини гнучкого рукава по матеріалі, який забирається.

Стосовно експериментальних досліджень доцільним є проведення ресурсних випробувань із застосуванням різних матеріалів при виготовленні елементів зачеплення механізму повороту активатора.

Також доцільно провести експериментальні дослідження з різною формою опорних роликів для забезпечення самозанурення завантажувального патрубка в сипкий матеріал при його взаємодії з великими буртами.

Так передні ролики рекомендується виконувати із загостреною периферійною поверхнею, що дозволить завантажувальному патрубку якомога глибше врізатись в сипкий матеріал. В той же час задні ролики доцільно

виконувати циліндричної форми з матеріалів, які характеризуються високим коефіцієнтом тертя (наприклад гуми), а отже і зчеплення, з поверхнею на якій розташовується сипкий матеріал.

Для покращення процесу самозаглиблення в сипкий матеріал завантажувального патрубку в його передній частині рекомендується встановлювати похилу пластину, яка від дії матеріалу притискатиме патрубок до поверхні основи, а позаду патрубка розташовувати підтиснутий пружиною щиток, який підбиратиме залишений матеріал і спрямовуватиме його в технологічне русло.

На нашу думку такі конструктивні нововведення дозволять значно покращити процес забору матеріалу, однак потребують проведення комплексу теоретичних і експериментальних досліджень з визначення оптимальних конструктивних і технологічних параметрів таких елементів.

Для подачі матеріалу безпосередньо в технологічну магістраль розроблено ряд конструкцій завантажувальних патрубків, які захищені деклараційними патентами України на винаходи. Так на рис. 4.6 зображено завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра, згідно деклараційного патенту України на винахід № 53987 А.

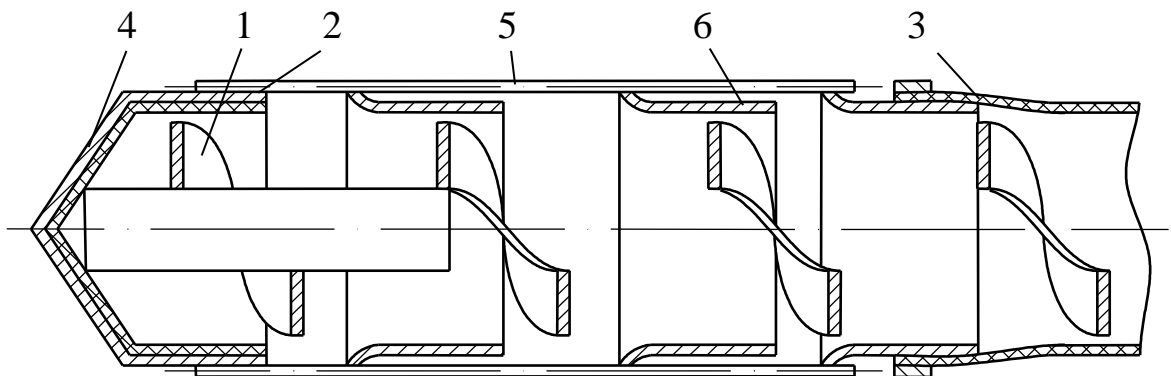


Рис. 4.6. Завантажувальний патрубок гнучкого гвинтового конвеєра

В основу винаходу покладена задача поступового зростання коефіцієнту завантаження гвинтового конвеєра і зростання його продуктивності.

Гвинтовий конвеєр складається із гвинтової спіралі шнека 1, розташованої в циліндричному обмежувачі 2, однією стороною, який

розташований в еластичному кожусі 3, а з іншої сторони у ньому утворена конусоподібна головка 4. Циліндричний обмежувач 2 виконаний у вигляді прутків 5, в середині яких розташовані конусоподібні втулки 6, які більшим діаметром з'єднані з прутками 5, а циліндричні частини направлені в сторону еластичного кожуха 3, причому торцеві поверхні конусної і циліндричних частин сусідніх конусоподібних втулок 6 розташовані з зазором одна відносно одної. Величина зазору між торцевими поверхнями конусної і циліндричної частин сусідніх конусоподібних втулок 6 зменшується по мірі їх наближення до еластичного кожуха 3.

В процесі роботи, сипкий матеріал проходить через зазори між торцевими поверхнями конусної і циліндричної частин сусідніх конусоподібних втулок 6 на гвинтову спіраль 1, яка обертається і транспортує матеріал в зону вивантаження. Для досягнення поступового зростання коефіцієнту завантаження гвинтового конвеєра і відповідно підвищення його продуктивності конусоподібні втулки 6 розташовані з зазором одна відносно одної і зазор між торцевими поверхнями конусної і циліндричної частин сусідніх конусоподібних втулок 6 зменшується по мірі їх наближення до еластичного кожуха.

Запропонована компоновка гвинтового конвеєра дає можливість забезпечити поступове зростання коефіцієнту завантаження гвинтового конвеєра і за рахунок цього зростання його продуктивності.

На рис. 4.7 зображено завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра, згідно деклараційного патенту України на винахід № 53998 А. В основу винаходу покладена задача забезпечення регулювання прохідного січення для подачі сипкого матеріалу.

Гвинтовий конвеєр складається з гвинтової спіралі 1, розташованої в циліндричному обмежувачі 2. З однієї сторони виконана конусоподібна головка 3, а з іншої циліндричний обмежувач 2 розташований в еластичному кожусі 4. Циліндричний обмежувач 2 складається з концентрично

розташованих втулок 5, 6, 7 з поздовжніми пазами 8 і фіксаторів для фіксації заданого положення в коловому напрямку 9 і 10.

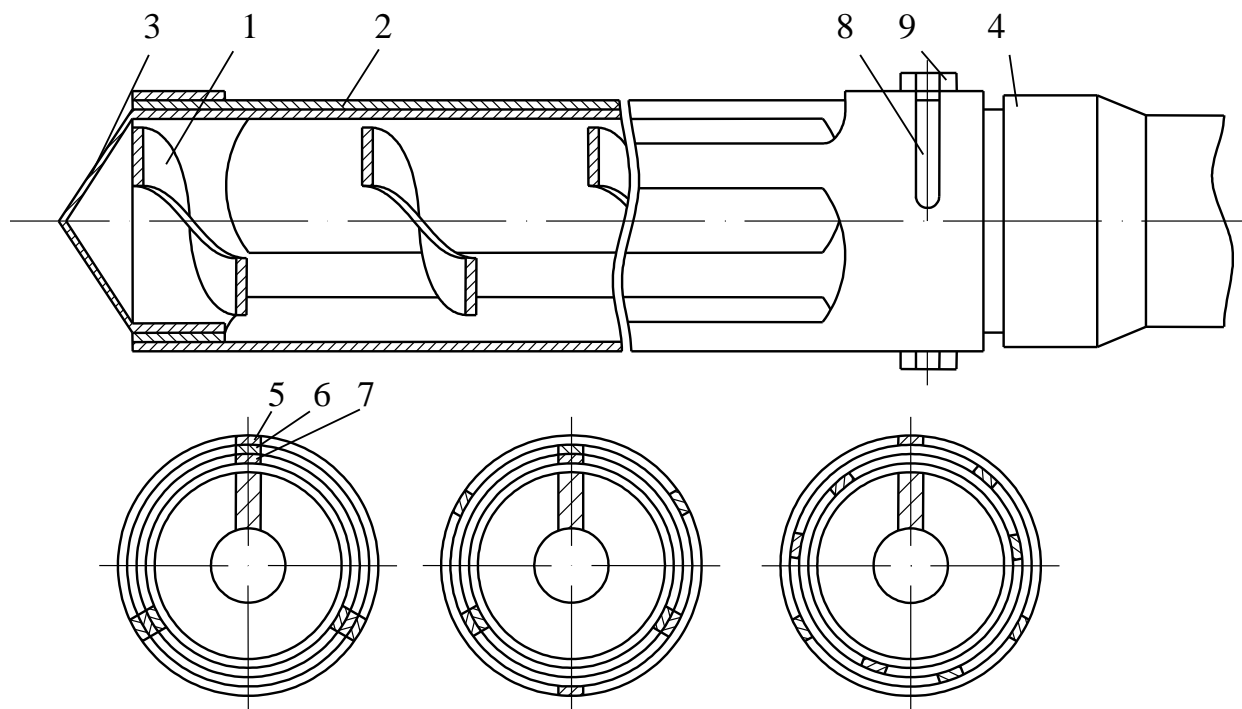


Рис. 4.7. Завантажувальний патрубок гнучкого гвинтового конвеєра

В процесі роботи, сипкий матеріал проходить через поздовжні пази 8 на гвинтову спіраль 1, яка обертається і транспортує матеріал в зону вивантаження. Для зміни продуктивності гнучкого конвеєра проводиться відпуск фіксаторів положення в коловому напрямку 9 і 10, проворот концентрично розташованих втулок 5, 6, 7 одна відносно одної на необхідний кут і затиск фіксаторів. Варіанти відносного положення концентрично розташованих циліндричних втулок 5, 6, 7 зображено на рис. 4.7.

Запропонована компоновка гвинтового конвеєра дає можливість регулювати продуктивність гвинтового конвеєра при транспортуванні сипких матеріалів різних фракцій. Це в свою чергу дозволяє досягнути економічно-оптимальної продуктивності гвинтового конвеєра.

Для розширення функціональних можливостей патрубків шляхом його роботи із злежаними матеріалами, до яких не ставляться вимоги по неушкодженості розроблено завантажувальний патрубок згідно патенту України № 61683 А, який зображено на рис. 4.8.

В основу винаходу покладена задача зрізання поверхневого шару матеріалу та направлення його в технологічну зону забору гвинтової спіралі.

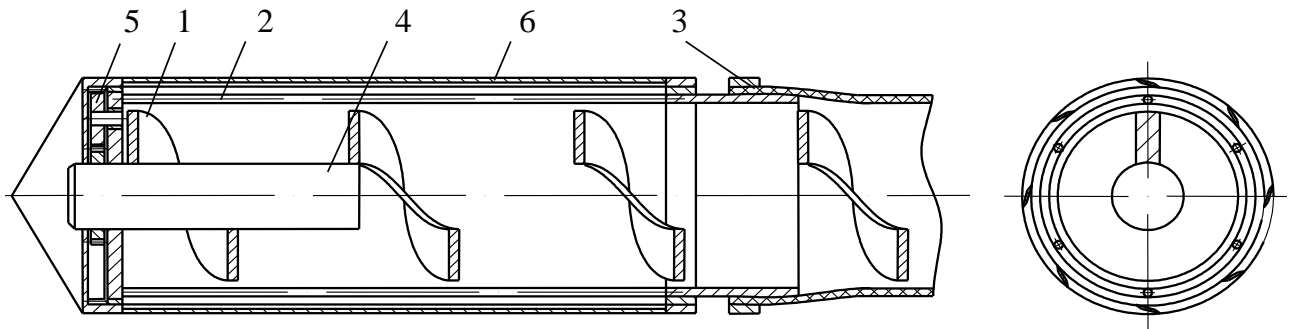


Рис. 4.8. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра

Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра складається з гвинтової спіралі 1, яка розміщена в циліндричному обмежувачі 2 з просівними вікнами, що переходить в еластичний кожух 3. Вихідний вал 4 гвинтової спіралі 1 через планетарну передачу 5 пов'язаний з активними збуджуючими елементами 6. Активні збуджуючі елементи 6, виконані у вигляді пластин, розташованих над зовнішньою поверхнею циліндричного обмежувача 2 під кутом до траєкторії руху.

Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра працює наступним чином: рух з вихідного валу 4 гвинтової спіралі 1 через планетарну передачу 5 передається на активні збуджуючі елементи 6. Активні збуджуючі елементи 6 обертаючись збуджують зовнішнє середовище. Сипкий матеріал проходить через просівні вікна циліндричного обмежувача 2 на гвинтову спіраль 1, яка обертається і транспортує матеріал в зону вивантаження.

Запропонована компоновка завантажувального патрубка гвинтового конвеєра дає можливість активного зрізання поверхневого шару злежаного матеріалу.

Для застосування даних конструкцій необхідно провести комплекс теоретичних і експериментальних досліджень з метою визначення їх оптимальних параметрів.

4.5. Висновки

На підставі проведених теоретичних і експериментальних досліджень виведено спрощені аналітичні залежності для кулачкового та шарнірно-важільного механізму повороту активаторів. Для практичного користування наведено графічні залежності крутних моментів на центральному диску і активаторі від конструктивних параметрів елементів зачеплення механізмів повороту завантажувальних патрубків.

Розроблено інженерну методику проектування розроблених конструкцій гвинтових самозавантажувальних патрубків. Ширина робочої зони дії завантажувального шнека визначається гнучкістю шнека та його довжиною. При інших рівних умовах необхідна ширина робочої зони шнека забезпечується вибором його довжини. При використанні заданого типорозміру шнеку зростання ширини робочої зони можна досягти збільшенням маси патрубка додатковими вантажами.

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 покращення процесів роботи та розширення функціональних і експлуатаційних показників завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів, а також вирішення проблемних питань, які виявлені в процесі проведених теоретичних і експериментальних досліджень.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

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 патрубка. 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: $l = 0,025...0,035$ м, $r_a = 0,02...0,024$ м, $\Delta = 0,002...0,004$ м, $I = 5...8 \cdot 10^{12}$ м⁴.

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 патрубків. Встановлено, що при жорсткості технологічної магістралі $C_{\varphi} = 450 \dots 500 \text{ Нм}^2$ і довжині $l = 4 \dots 6 \text{ м}$ робоча зона становить $B = 3,2 \dots 8 \text{ м}$.

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 провертання 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 провертання 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 провертання 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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Завантажувальний пристрій до причепів // Техніка АПК. – 1997. – №2. – С. 19 – 20.
2. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Універсальний агрегат до самохідного шасі // Техніка АПК. – 1998. – N2. С.22.
3. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений. М.: Наука, 1971. – 215с.
4. Автокад 2000. Справочное руководство. – М.: Параллель, 2001. – 531с.
5. Алешкин В.Р., Рощин П.М. Механизация животноводства. – М.: Агропромиздат, 1985. – 218с.
6. Белянчиков М.М., Смирнов А.І. Механізація тваринництва. – К.: "Вища школа". – 1980, – 375с.
7. Бертсекас Д. Условная оптимизация и методы множителей Лагранжа: Пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1987. – 400с.
8. Бойко И.В., Бублик Б.Н., Зинько П.Н. Методы и алгоритмы решения задач оптимизации. – К.: Вища школа, 1983. – 420с.
9. Вайнберг Д.В. Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин. – К.: Будівельник, 1973. – 488с.
10. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины.– М.: Машиностроение, 1989. – 536с.
11. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: Изд. УСХА, 1960. – 216с.
12. ВАТ “Львівагромашпроект” // Новини агротехніки. 2004. №2. С. 66.
13. Вітровий А.О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1999. – 138с.
14. Вітровий А.О. Результати досліджень пошкодження зерна гнучким гвинтовим конвеєром // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, -1999. -Т.6. -С. 34-36.

15. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1989. – Т.4. – 420 с.

16. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. – Львов: Высшая школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176с.

17. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.11 – Ростов-на-Дону, 1987. – 450с.

18. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. – Львов: Вища школа, 1986. – 128с.

19. Гевко Б.М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. – Львов: Высшая школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176с.

20. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров //Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – №5. – С.109 – 114.

21. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Мельник С.М., Вовк І.З. Визначення функціональних та експлуатаційних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Том 5. – Київ: Видавництво НАУ. – 1999. – С. 19 – 23.

22. Гевко Р.Б. Технологічні і конструктивні шляхи підвищення довговічності гвинтових спіралей шнеків //Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні /Тези доповідей першої науково-технічної конференції ТПШ / Тернопіль. – 1992. – С.74 – 75.

23. Гевко І.Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1997. – 162с.

24. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. – 280с.

25. ГОСТ 23976–80. Конвейеры винтовые для кормов. Основные параметры. – М.: Издательство стандартов, 1980. – 19с.
26. ГОСТ 2705-73. Шнеки для сельскохозяйственных машин. – М.: Издательство стандартов, 1973. – 16с.
27. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. – М.: Машиностроение, 1972. – 184с.
28. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера. – К.: Знание, 1969. – 128с.
29. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. – К.: Знание. – 1967. – 98с.
30. Григор'єв А.М., Преображенський П.А. Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні. -К.: Наукова думка, -1967. -116с.
31. Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.И. Теория шнековых устройств. – Л.: Машиностроение, 1987. – 164с.
32. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1975. – 208 с.
33. Гуляев В.И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней. – К.: Наукова думка, 1992. -344с.
34. Горошко З.О. Механіко-технологічні властивості насіння зернових та зернобобових культур// Сільськогосподарські машини . Зб. наук. ст., вип. 12. – Луцьк: Ред.-вид. Відділ ЛДТУ. – 2004. – С. 35 – 40.
35. Деннис Дж., Шнабель Р. Числительные методы безусловной оптимизации и решение нелинейных уравнений: Пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 440с.
36. Жермен П. Курс механики сплошных сред: Пер. с франц. – М.: Высшая школа, 1983. – 400с.
37. Зажиганов Л.С., Кишьян А.А., Романиков Ю.И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. – М.: Атомиздат, 1978. – 258с.
38. Зенков Р.Л. Бункерные устройства.–М.: Машиностроение, 1972.–182с.

39.Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. – М.: Машиностроение, 1973. – 220с.

40.Зенков Р.Л., Иванков Н.И., Колобов Л.И. Машины непрерывного транспорта. – М.: Машиностроение, 1987. – 320с.

41.Зуев Ф.Г., Лотков Н.А., Полухин А.И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. – М.: Колос, 1978. – 264 с.

42.Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. – К.: Вища школа. – 1988. – 426с.

43.Капацिला Ю.Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва: Дис канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 1999. – 138с.

44.К вопросу о поступательной скорости движения массы сыпучего материала в горизонтальном односпиральном гибком шнеке /Михайлов С.Н., Вачагин К.Д. //Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки). Сб. статей, – Казань, – 1970. – С.14 – 16.

45.Кленин Н. И., Сакун В. А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы. – М.: Колос, 1980. – 671с.

46.Козловаский М. З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 263с.

47.Ковалев Н. Г., Хайлис Г. А., Ковалев М. М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). – М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998. – 208с.

48.Конвейеры: Справочник /Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др. Под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367с.

49. Корн И., Корн Т. Справочник по математике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1970. – 540с.

50. Комплексна механізація виробництва зерна /В.Д.Гречкосій, Д.М.Алімов, В.І.Кифоренко, П.М.Чайка; За ред. В.Д.Гречкосія. -К.: Урожай, 1991. -216с.
51. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. -М.: Машиностроение, 1969. -296с.
52. Крапп Л.И. Обработка и хранение семенного зерна. – М.: Колос, 1974. – 128с.
53. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. – М.: Агропромиздат, 1981. – 272с.
54. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов. – М.: Колос, 1978. – 156с.
55. Кулаковский И.В., Кирпичников Ф.С., Резник Е.И. Машины и оборудование для приготовления кормов. Справочник в 2 ч. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 328с.
56. Курницкий Б.Я. Оптимизация вокруг нас. – Л.: Машиностроение, 1989. – 144с.
57. Куцин Л.М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах: Автореф. дис. д-ра техн. наук: /Институт сельхозмашиностроения. – Ростов-на-Дону, 1982. – 38с.
58. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. – Львів, 2004. – 185с.
59. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1985. – 274с.
60. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. – Л.: Сельхозгиз, 1955. – 764с.
61. Липкович Э.И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов. – Зеленоград, 1973. – 160с.

62. Матухно Н.В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів// Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту, вип. 9. – К.: НАУ, 1998. – С. 256 – 260.

63. Маркеев А.П. Динамика тела, соприкасающегося с твёрдой поверхностью. – М.: Наука, 1992. – 336с.

64. Математика и САПР / В 2-х кн. Кн. 1. Шенен П., Косар М., Гардан Н. и др. Пер. с франц. – М.: Мир, 1988. – 204с.

65. Машины для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном /Иванов А.И., Лейкин А.Я., Хувес Э.С. и др.-М.: Колос, 1964. -244с.

66. Машины непрерывного транспорта/ Под ред. В. И. Плавинского – М.: Машиностроение, 1969. – 719с.

67. Мейз Дж. Теория и задача механики сплошных сред: Пер. с англ. – М.: Мир, 1974. – 320с.

68. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів : Світ, 1993. – 208с.

69. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, М. В. Швайко та інші; За ред. С. С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448с.

70. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів/ Г. А. Хайліс, А. Ю. Горбовий, З. О. Горошко, та інші. – Луцьк: Ред.-вид. Відділ ЛДТУ, 1998. – 268с.

71. Михайлов С. Н. Транспортирование сыпучих материалов односпиральным гибким шнеком: Автореф. дис. к-та техн. наук: 05.20.04. / – Казань: КХТИ им. С. М. Кирова, 1971. – 26с.

72. Михайлов С. Н., Преображенский П. А. Влияние угла наклона заборного участка гибкого шнека на его производительность // Труды КХТИ им. С. М. Кирова, вып. 37. – 1968. – С. 30 – 34.

73. Михайлов С. Н., Вачагин К. Д., Труфанов А. А. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке // Труды КХТИ им. С. М. Кирова, вып. 39, ч. II. – 1969. – С. 44 – 46.

74. Нагорняк С. Г., Луцив И. В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. – Киев, 1992. – 71 с.

75. Нагорняк С. Г. Разработка и исследования новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт. Авториф. дис. канд. техн. наук. Киев, 1977. – 20 с.

76. Ногин В. Д., Протодьяконов Н. О., Євлампиєв І. І. Основы теории оптимизации. – М.: Высш. шк., 1986. – 146 с.

77. Омельченко А. А., Куцин Л. М. О некоторых теоретических предпосылках к расчёту винтовых транспортёров // Тракторы и сельхозмашины. -1964. -№12. -С.22-24.

78. Омельченко А. А., Ткач Б. Д. Справочник по механизации животноводческих и птицеводческих ферм и комплексов. – К.: Урожай, 1982. – 271 с.

79. О мощности, потребляемой односпиральным гибким шнеком при перемещении порошкообразных и мелкозернистых материалов на горизонтальной трассе транспортирования / Михайлов С. Н., Вачагин К. Д., Труфанов А. А. // Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей. – Казань, 1970. – С. 24 – 26.

80. Орлов В. П. Инженерные решения многокритериальных задач. – М.: Наука, 1982. – 257 с.

81. Павлова І. О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Випуск 10. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – 168 – 175 с.

82. Панченко А. Н. Повышение работоспособности бункеров послыного распределения сыпучих связных материалов сельскохозяйственных и мелиоративных машин. – Днепропетровск: Днепропетр. гос. агр. ун-т., 1995. – 52 с.

83. Пат. 25586А Україна МКИ В65G33/16. Робочий орган гвинтового конвеєра /Гевко Р.Б., Мельник С.М., Гупка Б.В., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Вітровий А.О., Ткаченко І.Г.; Заявка - №97105026; Заявл. 14.10.97; Опубл. 30.10.98.

84. 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.

85. 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.

86. Пат. 61435 А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/24. Завантажувальний патрубко гвинтового конвеєра / Гевко Р. Б. Розум Р. І. Заявка – №2003021004; Заявл. 05.02.2003; Опубл. 17.11.2003.

87. Пат. 61683 А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/24. Завантажувальний патрубко гвинтового конвеєра / Розум Р. І. Заявка – №2003032693; Заявл. 28.03.2003; Опубл. 17.11.2003.

88. Пат. 59288 А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/26. Робочий орган гвинтового транспортера-подрібнювача / Гевко Р. Б., Вовк І. В. Заявка – №20021210511; Заявл. 24.12.2002; Опубл. 15.08.2003.

89. Пат. 1807971 А3 (СРСР). Винтовой конвейер. /Гевко Б.М., Пилипец М.И.и др.; Опубл. 1993, Бюл.№ 13.

90. Пат. 25586 А Україна МКП7 В65G33/16. Робочий орган гвинтового конвеєра /Гевко Р.Б., Мельник С.М., Гупка Б.В., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Вітровий А.О., Ткаченко І.Г. Заявка – №97105026; Заявл. 14.10.97; Опубл. 30.10.98.

91. Пат. 59078А Україна МПК 7 В65G33/16, В65G33/24. Гвинтовий конвеєр / Клендій М.Б., Павлова І.О., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Заявка – №2003010046. Заявл. 02.01.03; Опубл. 15.08.03. Бюл.№8.

92. Пат. 25734А Україна МКИ В65G33/16. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра /ГевкоР.Б., Гевко Б.М., Вітровий А.О., та ін.; Заявка - №96072797; Заявл. 12.07.96; Опубл. 30.10.98.

93.Пентрягин Л.С., Болтенский В.Г., Гамирелидзе Е.Ф. и др. Математическая теория оптимальных процессов. -М.: Наука, 1969. -150с.

94.Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах. Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1999. – 149с.

95. Пилипець М.І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів: Дис...канд. техн. наук: 05.20.04. – Тернопіль, 1993. – 269 с.

96. Пилипець М.І., Вітровий А.О. Розрахунок параметрів спіралей шнеків гнучких гвинтових конвеєрів //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Том 4. – Київ: Видавництво НАУ. – 1998. – С. 245 – 247.

97. Пилипець М.І., Вітровий А.О. Розрахунок параметрів спіралей шнеків гнучких гвинтових конвеєрів //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". - Том 4. -Київ: Видавництво НАУ. -1998. -С. 245-247.

98. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1980. – 326с.

99. Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин. – К.: Техника, 1981. – 176с.

100. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344с.

101. Попов Е.М. Исследования привода и предохранительных муфт сельхозмашин при перегрузках. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Воронеж, 1967. – 20 с.

102.Преображенский П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.04. / Казань: КХТИ им. С.М.Кирова, 1964. – 26с.

103. Проспект фірми "FALKON", Італія.
104. Проспект фірми "RIELA", ФРН.
105. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. /Под ред. Биргера И.А. и Пановко Я.Г. М., 1968. -Т.1: Машиностроение. -457с.
106. Радик Д.Л. Підвищення надійності роботи завантажувальних пристроїв гвинтових конвеєрів //Тези доповіді науково-технічної конференції. - Тернопіль: ТП, 1992. -С.32.
107. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. – М.: Мир, 1986. – Т.І. – 349с., Т.ІІ. – 320с.
108. Расчеты экономической эффективности новой техники. Справочник /Под ред. К.М.Великанова. – Л.: Машиностроение, 1990. – 488с.
109. Рибак Т.І. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві. – К.: Урожай, 1986. – 104с.
110. Рогатинський Р.М. Дослідження напружено-деформівного стану гвинтових робочих органів. // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". – Том 1. – Київ: Видавництво НАУ. – 1997. – С. 34 – 39.
111. Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами. //Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". – Том 1. – Київ: Видавництво НАУ. – 1997. – С. 69 – 73.
112. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: Дис. докт. техн. наук: 05.20.04. – К.,1997. – 425с.
113. Рогатинський Р.М. Теоретичне обґрунтування процесів транспортування сільськогосподарських матеріалів шнековими механізмами. // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". – Том 1. – Київ: Видавництво НАУ. – 1997. – С. 19 – 21.

114. Розум Р.І. Павлова І.О. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубку 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.

115. Розум Р.І., Гевко Р.Б. Кінетостатичний розрахунок завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 10. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – С.188 – 195.

116. Розум Р.І. Силовий аналіз завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, випуск №17 „Підвищення надійності відновлюваних деталей машин”. – Харків, 2003. – С.203 – 207.

117. Розум Р.І., Гевко Р.Б. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 11. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2003. – С.92 – 96.

118. Розум Р.І. Обґрунтування вибору конструктивної схеми завантажувального патрубку // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 12. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2004. – С. 126 – 131.

119. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т.2. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1984. – 560с.

120. Синицин В.А. Уравнение движения твёрдого тела, опирающегося на плоскость с сухим трением //Анал. и числ. методы исслед. мех. систем. – М., 1989. – С. 31 – 35.

121. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1968. – 504с.

122. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / Под. ред. Клецкина М. И. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1967. – Т.1. – 863 с.

123. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – 2-е изд. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736с.
124. Сухарев А.Г., Тимохов А.В., Фёдоров В.В. Курс методов оптимизации. – М.: Наука, 1986. – 235с.
125. Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие. / Под. ред. к.т.н. Р.А.Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 288с.
126. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин / Е. С. Босой, О. В. Верняев, И. И. Смирнов, Е. Г. Султан-Шах. – М.: Машиностроение, 1978. – 568с.
127. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука; Под ред. Э. И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472с.
128. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навч. посібник. – К.: НМК ВО 1992. – 320с.
129. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. – М.: Машиностроение, 1977. – 478с.
130. Цизь І. Є. Обґрунтування параметрів дозуючого пристрою компонентів органо-мінеральних добрив. Дис. канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2002. – 216с.
131. Чернега В.И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъёмным машинам. – К.: Техника, 1981. – 360с.
132. Штремель Т.Х. Грузоподъёмные машины. – М.: Высш. школа, 1980. – 304с.
133. Янчин С.К., Обертышев А.И. Коэффициент заполнения винтовых транспортёров // Механизация и электрофикация сельского хозяйства. – 1970. – №3. – С.40 – 41.
134. United States Patent 4,364,831. CHIP CONVEYOR. Filed: Dec. 15.1980. Date of publication of application: 21.12.83.

135. United States Patent 4,356,910. EXTENDABLE AUCER. Filed: Jbn. 28.1980. Date of publication of application: Nov.2.1982.

136. Deutsches Patentamt. DE 3242754 A1. SchneckenforderAnmeldetag: 18.11.82. Offentegungstag 24.5.84.

137. European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantialli horizontal and substantialli vertical borew conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.

138. Deutsches Patentamt. DE 3021115 A1. B 65 G 33/16. Fordereinrichtung, insbesondere fur trockene Forderguter. Anmeldetag: 4.6.80. Offentegungstag 12.12.81.

139. Deutsches Patentamt. DE 30 18 929 A1. Biegsne Schnecke fur Sceckenforderer. Anmeldetag: 17.10.79. Offentegungstag 26.11.81.

140. Europaische Patentanm e ldung. O 187 889 A1. Schneckenfurdervorrichtung. Anmeldetag: 16.4.85. Offentegungstag: 23.07.86.

ДОДАТКИ