

Луцький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет аграрних технологій та екології
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))
Кафедра аграрної інженерії ім. проф. Г.А.Хайліса
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

магістра

на тему: «Дослідження процесу збирання льону з удосконаленням змінних
брального і підбирального пристроїв льонозбиральної машини»

Виконав: студент 2 курсу, групи АІм-21
спеціальності 208 Агроінженерія
за освітньо-професійною програмою
«Агроінженерія»

Дацюк Б.Л.

(прізвище та ініціали)

Керівник Юхимчук С.Ф.

(прізвище та ініціали)

Гарант ОП Сацюк В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Дударєв І.М.

(прізвище та ініціали)

Луцьк 2023

**ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет	<i>аграрних технологій та екології</i>
Кафедра	<i>аграрної інженерії ім. проф. Г.А.Хайліса</i>
Галузь знань	<i>20 Аграрні науки та продовольство</i>
Освітній ступінь	<i>магістр</i>
Спеціальність	<i>208 Агроінженерія</i>
Освітньо-професійна програма	<i>Агроінженерія</i>

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри аграрної інженерії
ім. проф. Г.А.Хайліса

доцент, к.т.н. _____ В.В. Сацюк
«10» січня 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРАНТУ**

Дацюку Богдану Леонідовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження процесу збирання льону з удосконаленням
змінних брального і підбирального пристроїв
льонозбиральної машини

керівник роботи Юхимчук Сергій Федорович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом ЛНТУ від «10» січня 2023 р. № 11/01-02

2. Термін здачі студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи _____

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Титульний аркуш .
2. Завдання на роботу магістра.
3. Реферат.
4. Зміст.
5. Вступ.
6. Основну частину.
7. Загальні висновки.
8. Перелік джерел посилань.
9. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

	к-сть листів
1. Вихідні дані	1 лист
2. Теоретичні положення	2 лист
3. Результати експериментальних досліджень	2 лист
4. Схеми змінних пристроїв досліджуваної машини	1 лист
5. Функціональна схема досліджуваної машини	1 лист

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Нормоконтроль	Юхимчук С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури за темою, формування завдань досліджень	15.06. – 01.07.2023 р.	
2	Обґрунтування конструкції і теоретичні дослідження	22.08 – 31.08.2023 р.	
3	Розробка схеми експериментальної установки чи досліджуваної машини	01.09 – 30.09.2023 р.	
4	Розробка програми і методики експериментальних досліджень	01.10 – 15.10.2023 р.	
5	Реалізація та обробка результатів експериментальних досліджень	01.10 – 15.10.2023 р.	
6	Експериментальні дослідження з використанням математичного методу планування	15.10 – 01.11.2023 р.	
7	Розробка креслення розроблюваного чи удосконаленого вузла	01.11 – 15.11.2023 р.	
8	Узагальнення результатів та оформлення пояснювальної записки	15.11 – 25.11.2023 р.	
9	Оформлення ілюстративного матеріалу для захисту магістерської роботи	15.11 – 25.11.2023 р.	
10	Нормоконтроль	до 09.12.2023 р.	
11	Представлення кваліфікаційної роботи на перевірку на плагіат	09.12.– 19.12.2023 р.	

Студент

_____ (підпис)

Дацюк Б.Л.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Юхимчук С.Ф.

_____ (прізвище та ініціали)

Гарант ОПШ

_____ (підпис)

Сацюк В.В.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності 208 - Агроінженерія. Луцький національний технічний університет, Луцьк, 2023.

Загальний зміст кваліфікаційної роботи магістра викладено на 63 сторінках друкованого тексту. Робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, переліку посилань із 21 найменування та 4 додатків, а також має 20 рисунків і 1 таблицю. Повний обсяг роботи становить 71 сторінку.

У даній кваліфікаційній роботі магістра обґрунтовано конструктивні параметри льонозбиральної машини і функціональної схеми льонокомбайна з змінними бральним та підбивальним пристроями. Запропоновано варіант комплектації льонозбиральної машини змінними бральним і підбирально-повертальним пристроями та проведено узгодження їх режимів роботи шляхом встановлення ведучих шківів відповідного діаметру; розвинуто теорію приводу пасової передачі брального апарата з декількома ведучими шківками; визначено колову силу і потрібну потужність для приводу довгого та короткого пасів брального апарата.; досліджено перехід стебел із вивідного рівчака в канал поперечного транспортера. Розроблена принципова схема машини та креслення конструкції змінних брального та підбивального пристроїв. Розроблено програму та методику проведення експериментальних досліджень і експериментальні установки. Обґрунтовано просторове розміщення змінних пристроїв на льонобральній машині. Розкрито явище взаємодії між елементами пасової передачі з декількома ведучими шківками, яке дало змогу визначити завантаження ведучих шківів та умову передачі руху. Визначено колову силу довгого та короткого пасів і потрібну потужність на їх привод. Розраховано відстань між вивідним рівчаком та ланцюгом поперечного транспортера.

Ключові слова: універсальна льонозбиральна машина, бральний пристрій, підбирально-повертальний пристрій, вивідний рівчак, брання, льон, шків, ролик, чистик, пас.

ANNOTATION

Qualification work of masters for the educational-professional program "Agroengineering" specialization 208 - Agricultural engineering. Lutsk National Technical University, Lutsk, 2023.

The main content of the master's thesis is outlined on 63 pages of printed text. The work comprises of itself introduction, four sections, findings, contents from 21 points that 4 add-ins also 20 drawings, 1 tables. The complete volume of work makes a 71 page.

In this master's qualification work, the design parameters of the flax harvesting machine and the functional scheme of the flax harvester with variable picking and beating devices are substantiated. An option for equipping the flax harvester with replaceable picking and picking-turning devices was proposed, and their modes of operation were coordinated by installing drive pulleys of the appropriate diameter; the theory of the drive of the belt transmission of the pick-up device with several driving pulleys was developed; determined the wheel force and the required power for driving the long and short passes of the pick-up device.; the transition of the stalks from the output channel to the channel of the transverse conveyor was investigated. A schematic diagram of the machine and design drawings of variable picking and beating devices have been developed. A program and methodology for conducting experimental research and experimental installations have been developed. The spatial placement of variable devices on the flax picking machine is substantiated. The phenomenon of interaction between the elements of a belt transmission with several drive pulleys was revealed, which made it possible to determine the loading of the drive pulleys and the condition of motion transmission. The circular force of the long and short passes and the required power for their drive are determined. The distance between the output shaft and the chain of the transverse conveyor is calculated.

Key words: universal flax harvester, picking device, pick-up and return device, output shaft, picking, flax, pulley, roller, cleaner, pas.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	2
РЕФЕРАТ	3
АНОТАЦІЯ	4
ВСТУП	7
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ, ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ	
ДОСЛІДЖЕНЬ.....	10
1.1 Способи збирання льону, їх переваги та недоліки	10
1.2 Тенденції розвитку конструкцій машин для збирання льону	13
1.3 Стан досліджень з розробки пристроїв для брання та підбирання льону.....	17
1.4 Постановка питання, мети і завдання дослідження.....	21
2 ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ЗАСОБУ	23
2.1 Функціонально-структурний аналіз запропонованих брального і підбирально-повертального пристроїв льонозбиральної машини та обґрунтування їх основних параметрів	23
2.2 Завантаження ведучих шківів брального та підбирально- повертального пристроїв.....	29
2.3 Силовий та енергетичний розрахунок пасової передачі брального пристрою.....	32
2.4. Визначення закономірності переходу стебел з вивідного рівчака в канал поперечного транспортера.....	34
Висновки.....	37
3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ...	
3.1 Програма експериментальних досліджень	39
3.2 Використані прилади, обладнання, апаратура	39
3.3 Методика дослідження впливу перекосу встановлення шківів на тиск у криволінійному рівчаку.....	44
3.4 Методика визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківів і тертя в роликівій опорі	45

3.5	Методика визначення впливу конструктивних параметрів напівперехресного паса на зміщення стебел під час їх транспортування в підбирально-повертальному пристроєві.....	47
4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	52
4.1	Вплив перекосу встановлення шківа на тиск у криволінійному рівчаку	52
4.2	Результати дослідів з визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин паса навколо шківа і тертя в роликівій опорі	53
4.3	Коефіцієнт опору від перехрещення паса.....	54
4.4	Результати дослідів з визначення впливу конструктивних параметрів напівперехресного паса на зміщення стебел під час їх транспортування в підбирально-повертальному пристроєві.....	56
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	59
	ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	61
	ДОДАТКИ	64

ВСТУП

Льон-довгунець – одна з перспективних технічних культур Поліських та Західних районів України. Він одна з небагатьох рослин, яка повністю підлягає переробці і використанню. Вирощується, в основному, для отримання волокна і насіння.

Найбільш важливим і трудомістким етапом вирощування льону є його збирання. На сучасному етапі для збирання льону застосовують два способи: комбайновий і роздільний. Господарствам вигідно частину льону збирати роздільним способом, а другу частину – комбайновим способом, оскільки дозволяє почати збирання на декілька днів раніше, через це більше буде насіння хорошої якості і будуть меншими втрати. Але для цього господарствам потрібно придбати основні машини (комбайн і підбирач-обчісувач), що знижує економічний ефект від застосування засобів механізації. В той же час і комбайн, і підбирач-обчісувач містять, в основному, ті ж механізми, різниця лише в тому, що у комбайна є бральний апарат, а у підбирача-обчісувача – підбирач. За таких умов невигідно створювати дві машини – комбайн і підбирач-обчісувач. Потрібно, щоб комбайн за невеликого переобладнання міг стати підбирачем-обчісувачем. Виникає потреба у створенні універсальної, дешевої і простої в експлуатації машини. Таку машину можна назвати універсальною, або машиною для комбайнового і роздільного збирання льону.

Застосування універсальної льонозбиральної машини, тобто машини, яка може виконувати в різні терміни різні операції і може мати змінні апарати, дозволяє усунути ризики збирання льону і збирати його і комбайновим, і роздільним способами, що підвищить ефективність виконання збиральних робіт. У зв'язку з цим доцільно провести дослідження і дослідно-конструкторські роботи з метою створити дешеву і просту в експлуатації льонозбиральну машину зі змінними пристроями.

Мета роботи: підвищити ефективність технологічного процесу збирання льону на основі розроблення льонозбиральної машини зі змінними бральним і підбирально-повертальним пристроями та обґрунтувати їх

параметри і режими роботи.

Об'єкт дослідження – змінні бральний і підбирально-повертальний пристрої льонозбиральної машини та процес їх взаємодії зі стеблами льону.

Предмет дослідження – залежність показників якості виконання процесів брання і підбирання від параметрів змінних пристроїв та властивостей льону під час його збирання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити задачі, що полягають у теоретичному та експериментальному дослідженні складної системи, яка складається із стебел льону і робочих органів брального та підбирально-повертального пристроїв, для визначення раціональних параметрів пристрою з врахуванням агротехнічних вимог до льонозбиральної техніки.

Методи дослідження. Для розв'язання поставлених задач виконані теоретичні та експериментальні дослідження. Теоретичні дослідження проведені із застосуванням методів механіко-математичного моделювання, класичної механіки та механіки рослинних матеріалів. Аналіз математичних моделей здійснювався за допомогою прикладних та розроблених програм на ПЕОМ. Експериментальні дослідження проводились на основі системного підходу, статистичного опрацювання матеріалу, планування багатофакторного експерименту.

У даній магістерській роботі запропоновано варіант комплектації льонозбиральної машини змінними бральним і підбирально-повертальним пристроями та проведено узгодження їх режимів роботи шляхом встановлення ведучих шківів відповідного діаметру; розвинуто теорію приводу пасової передачі брального пристрою з декількома ведучими шківками; визначено колову силу і потрібну потужність для приводу довгого та короткого пасів брального апарата.; досліджено перехід стебел із вивідного рівчака в канал поперечного транспортера; розроблено теорію роботи чистиків шківів і роликів.

Результати даної наукової роботи мають теоретичне і практичне

значення. Розроблено змінні бральний та підбирально-повертальний пристрої, отримано параметри і режими їх роботи. На підставі цього створено льонозбиральну машину зі змінними робочими пристроями. За результатами багатофакторного експерименту виведена регресійна залежність, яка дає змогу оцінити роботу повертального механізму підбирально-повертального пристрою.

Результати роботи можуть бути використані для інших дисертаційних досліджень для здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. А також можуть бути корисними для спеціалізованих установ, які займаються удосконаленням та розробленням льонозбиральних машин.

Основні положення виконаних теоретичних і експериментальних досліджень роботи доповідались на: III студентській науково-технічній конференції «Сучасні технології у агровиробництві та природокористуванні». факультету аграрних технологій та екології ЛНТУ та опубліковані у тезах III студентської науково-технічної конференції «Сучасні технології у агровиробництві та природокористуванні». Луцьк: – 2023. – Факультет аграрних технологій та екології, Луцький НТУ. – С. 53–54 https://drive.google.com/drive/folders/1_7LsIpDoFT0zzyvAvYXwZEM7Ee9PmgsX?usp=sharing [8]. які видаються у ЛНТУ.

Логіка дослідження зумовила структуру роботи магістра: вступ, 4 розділи, загальні висновки, перелік джерел посилання із 21 найменування, 4 додатків. Загальний обсяг 63 сторінки.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ, ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Способи збирання льону, їх переваги та недоліки

Механізоване збирання льону характеризується великою різноманітністю варіантів. За технікою, що використовується, технології збирання поділяються на снопову, комбайнову і роздільну. Продукція, що реалізується, може бути льоносоломою або льонотрестом. До продукції, що реалізується, ставляться важливі вимоги: паралельність стебел у снопах або тюках, мінімальна розтягнутість стебел, відсутність у стебел пошкоджень, що негативно впливають на вихід довгого волокна, відсутність у снопах і тюках бур'янів, однорідність стебел за кольором і діаметром та ін.

Способи збирання, як вже вказувалось, діляться на три види: сноповий, комбайновий і роздільний. Кожен з них може бути з розстиланням стебел на льонище, механізованим в'язанням стебел у снопи або пресуванням стебел у рулони. Але механізоване в'язання снопів не впроваджувалось через труднощі з освоєнням в'язальних апаратів. Тому нижче йде опис способів збирання безмеханізованого в'язання стебел у снопи.

Кращими були справи з комплексом машин для комбайнового збирання льону. Основною машиною за комбайнового збирання льону є льоно-збиральний комбайн. Раніше випускались розстилальні льонокомбайни ЛК-5, потім ЛК-4М; в цих машинах ворох льону вивантажувався в мішки. Після цих машин широкого розповсюдження набули розстилальні льонокомбайни ЛК-4Т і льонокомбайни з в'язальними апаратами ЛКВ-4Т, в яких ворох вивантажувався у приєднаний ззаду тракторний причіп.

З 1980 року випускались модернізовані льонокомбайни ЛК-4А і ЛКВ-4А, обладнані пересувним обчісувальним апаратом, який забезпечує можливість збирання довгостеблевого, короткостеблевого та полеглового льону і також льонокомбайн ЛКВ-4А обладнаний в'язальним апаратом.

Перевертання стрічок льону проводиться навісними підбирачами-

обертачами ОСН–1. Для підбору льону зі стрічок з одночасним в'язанням снопів використовують причіпні льонопідбирачі ПТП–1 і навісні льонопідбирачі ПТН–1, які випускались раніше. Для швидкого підбирання льону зі стрічок з утворенням порцій за наступної ручної постановки їх у конуси для сушіння в сиру погоду використовується підбирач-порцієутворювач ПНП–3 грабельного типу.

Сушіння вороху проводять на механізованих пунктах з напільними і карусельними сушарками. Для нагріву повітря використовуються повітропідігрівачі ВПТ–400, ВПТ–600, ТАУ–0,75. Для обмолоту вороху використовуються молотарки-тертки МВ–2,5А, насіння від яких подається порціями в бункери, а відходи (полова і путанина) пневмотранспортерами відводяться в сторону від пункту.

Для роздільного способу є лише льонобралка типу ТЛН–1,5. Була випущена партія льонопідбирачів-молотарок ЛМН–1, які не знайшли широкого застосування.

Очистка насіння льону проводиться на насіннеочисних машинах ОС–5,5А, СМ4 та інших.

Слід відмітити, що всі згадані машини раніше випускалися в Росії. На Україні раніше льонозбиральні машини не вироблялися, в теперішній час завод “Львівсільгоспмаш” та “Ірпінськільгоспмаш” освоєв виробництво окремих льонозбиральних машин.

Вище розглянуті способи збирання і засоби механізації, які використовуються для збирання льону. Таких способів три: сноповий, комбайновий і роздільний. З них легше механізуються процеси за комбайнового і роздільного способів збирання. Кожен спосіб має свої переваги і недоліки.

Таким чином, найбільшого розповсюдження набули два способи збирання льону: комбайновий та роздільний. Однак за певних кліматичних умов кожен з них має як певні переваги, так і недоліки. За дощового літа перевага надається комбайновому способу. За сухого збирального сезону

перевагу має роздільний спосіб.

Основні переваги роздільної технології збирання перед комбайною – це використання енергії сонця для сушіння стебел і дозрівання насіння та можливість почати збирання на декілька днів раніше, ніж за комбайнового збирання. Основною машиною для роздільного збирання є підбирач-обчісувач, тоді як для комбайнового збирання основною машиною є комбайн.

З викладених вище даних видно, що для збирання льону різними способами треба багато різних машин. Комплекс машин для комбайнового збирання включає льонокомбайн, сушарку, перевертач стрічок, ворушилку, прес-підбирач і ряд інших машин, про які було вище згадано [12]. Комплекс машин для роздільного збирання включає льонобралку, підбирач-обчісувач, сушарку, прес-підбирач та інші машини [13].

Тому господарствам потрібно придбати всі перераховані вище машини, в тому числі основні машини (комбайн і підбирач-обчісувач), що знижує економічний ефект від застосування засобів механізації. В той же час і комбайн, і підбирач-обчісувач містять, в основному, ті ж механізми (затискний транспортер, обчісувальний барабан, транспортер вороху, механізми передач), різниця лише в тому, що у комбайна є бральний апарат, а у підбирача-обчісувача – підбирач. За таких умов невигідно створювати дві машини – комбайн і підбирач-обчісувач. Потрібно, щоб комбайн за невеликого переобладнання міг стати підбирачем-обчісувачем. Такий комбайн можна назвати універсальним, або машиною для комбайнового і роздільного збирання льону. Використовуючи комбайн як підбирач-обчісувач, можна в ньому забезпечити обертання стебел, тоді господарству не потрібно буде купувати машину для обертання стеблової стрічки. Якщо в комбайні відключити обчісувальний барабан, то комбайн може працювати як льонобралка. Ми бачимо, що універсальна машина може стати багатофункціональною. З викладеного випливає, що роботи, які спрямовані на створення такої універсальної льонозбиральної машини, дуже важливі.

Таким чином, удосконалення льонозбиральних машин повинно проводитись у напрямку створення машини для комбайнового і роздільного збирання льону, така машина повинна містити постійні механізми, що працюють за обох способів збирання і змінні механізми, які працюють за одним зі способів.

1.2 Тенденції розвитку конструкцій машин для збирання льону

Льонозбиральні машини розрізняються за способом агрегування і характером робочого процесу, який залежить від напрямку руху в машині стебел. За способом агрегування є причіпні, навісні, напівнавісні і самохідні машини. За характером робочого процесу льонозбиральні машини бувають з поперечним, поздовжнім і поздовжньо-поперечним потоками стебел.

Залежно від розміщення основних робочих органів (бральні і підбираючі апарати) є машини з фронтальним, заднім і боковим розміщенням. Машини з фронтальним розміщенням органів і поздовжнім потоком стебел є прямоточними. За числом потоків стебел льонозбиральні машини можуть бути однопоточними і двопоточними; два потоки будуть за великої ширини захвату машини. На рис. 1.1. зображені можливі схеми розміщення робочих органів машин в агрегатах і руху потоку стебел.

До причіпних поздовжньо-поперечних машин відносяться льонозбиральні комбайни ЛК-7, ЛК-5, ЛК-4М, ЛК-4Т, ЛКВ-4Т, ЛК-4А і ЛКВ-4А [12]. Їх схеми представлені на рис. 1.1, а. У всіх цих машин бокове розміщення брального апарата відносно трактора, який агрегує і поздовжньо-поперечний потік стебел з виводом їх в сторону від агрегату. Переваги тут такі: простота конструкції, можливість агрегування з різними тракторами. Проте є і недоліки: погана маневреність, велика ширина агрегату, необхідність попередньої підготовки проходів у льоні і широких поворотних смуг, ускладнений огляд зі сторони тракториста за причіпною

частиною агрегату.

До цього ж типу поздовжньо-поперечних машин відноситься причіпний льонопідбирач ПТП–1 (рис. 1.1, б), який характеризується боковим розміщенням підбираючого апарату і прямоточним процесом підбору стебел і в'язання їх у снопи, але з поперечним виводом снопів у сторону.

Навісними льонозбиральними машинами є льонобралки ТЛН–1,5 (ТЛН–1,5А і ТЛН–1,9П рис. 1.1, в, з), які мають фронтально розміщені бральні апарати. Різниця між ними в потоках стебел. У машині ТЛН–1,5 потік стебел переміщується у поперечному напрямку, причому стрічка вибраних стебел вкладається збоку трактора, що означає вкладання вибраного льону під час першого проходу на невибраний льон; це, звичайно, недолік машини. В льонобралці ТЛН–1,9П потік стебел переміщується у поздовжньо-поперечному напрямку, потім стебла транспортером повертаються до центру машини і вкладаються у стрічку між колесами трактора в проході, який утворює машина.

Напівнавісними є машини, схеми яких показані на рис. 1.1, д і е, з них на рис. 1.1, д показана схема машини з поздовжньо-поперечним потоком стебел і боковим розміщенням ззаду трактора, боковим її розміщенням на рівні середини трактора і з поворотом потоку стебел у протилежний бік.

На рис. 1.1, ж показана схема навісного підбирача ПТН–1. За такою самою схемою функціонує підбирач-перевертач ОСН–1. У цих машин потік стебел прямоточний, стебла вкладаються між колесами трактора.

У навісних машин є важливі переваги: простота конструкції, легкість керування, зручність огляду робочих органів, велика маневреність, можливість обслуговування одним трактористом. Але є і недоліки, які полягають у небезпеці перевантаження ходової частини трактора і нерівномірного розподілу тисків на опорні колеса.

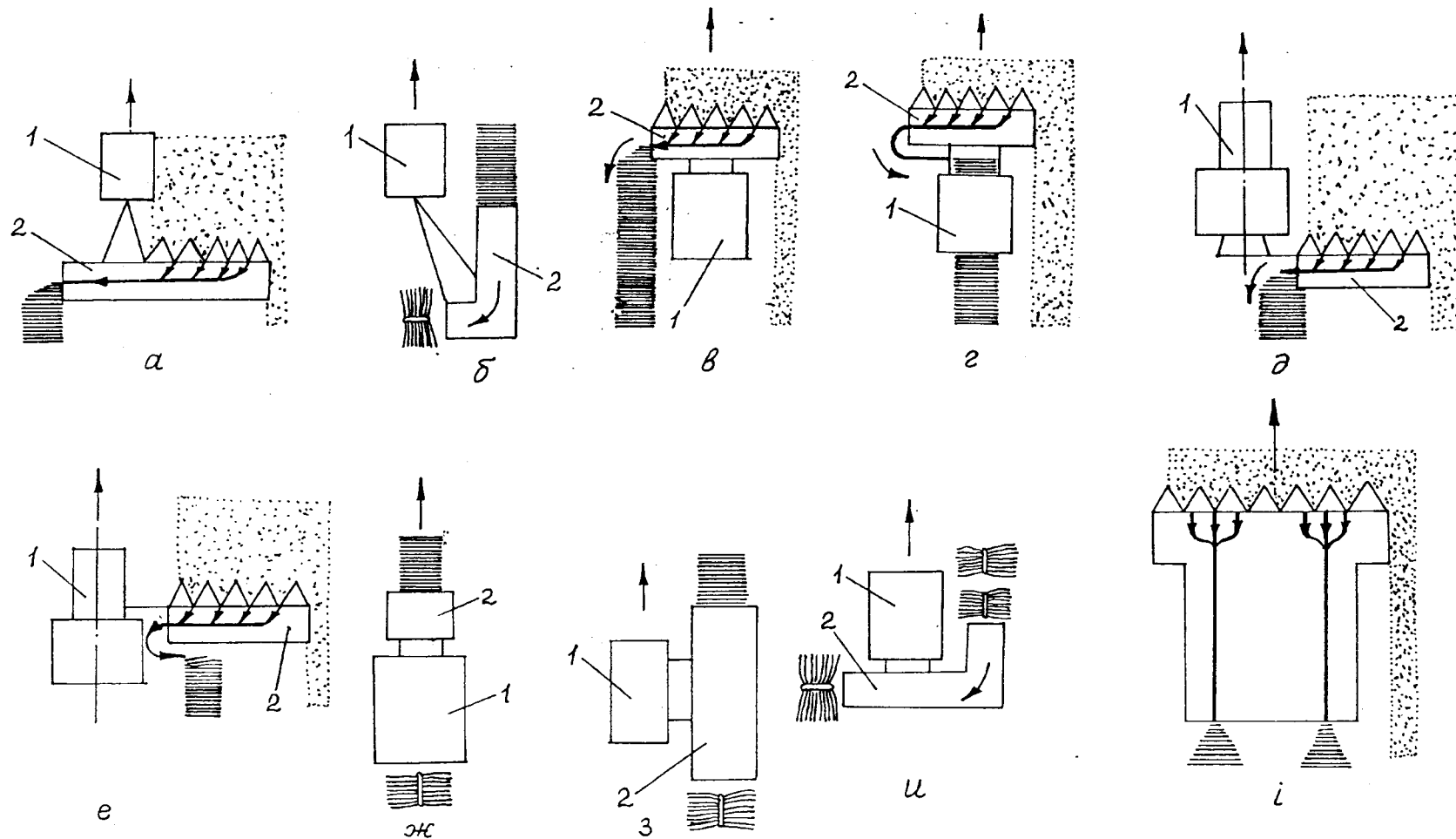


Рисунок. 1.1 – Схеми руху потоку стебел у льонозбиральних машинах і їх розміщення відносно тракторів в агрегатах: *a*, *б*, *в*, *д* – повздовжньо-поперечні потоки; *з*, *е* – повздовжньо-поперечні потоки з поворотом в зворотні сторони; *ж*, *з* – прямоточні потоки; *и* – повздовжньо-поперечний потік; *і* – прямоточні потоки (два повздовжніх потоки); 1 – трактор; 2 –

Машини, схеми яких подані на рис. 1.1, з і *и*, є напівнавісними. До них відносяться льонопідбирач-молотарка ЛМН–1, яка має бокове розміщення робочих органів і прямоточний процес (рис. 1.1, з) та підбирач-навантажувач снопів ППС–3 з боковим розміщенням підбираючого апарату і поздовжньо-поперечним потоком снопів, які підбираються (рис. 1.1, *и*). В цих машин також ускладнюється маневреність і оглядовість, може бути перевантаження ходової частини трактора і нерівномірний розподіл тисків на колеса.

Самохідний льонозбиральний агрегат, який виконаний за схемою на рис. 1.1, *і*, є прямоточним, має два поздовжніх потоки стебел і фронтальне розміщення основних робочих органів. Така машина в роботі маневрена, оглядова, має велику ширину захвату, а відповідно і продуктивність. Машина може працювати без попередньої підготовки проходів по льону.

Залежно від кількості технологічних операцій, що виконуються, льонозбиральні машини поділяються на прості, комбіновані й універсальні.

Прості машини виконують одну чи дві (послідовно) операції над одним видом матеріалу. Наприклад, брання льону і розстилання стебел у стрічку, підбирання стрічки льону і її перевертання. До них відносяться льонобралки, перевертачі стрічок, льонопідбирачі.

Комбіновані машини (комбайни) виконують одночасно сукупність технологічних операцій і мають як мінімум два потоки матеріалів. Наприклад, комбайн, який виконує брання льону, обчісування стебел, їх розстилання і транспортування вороху. В цій машині є потік стебел і потік обчесаного вороху. До цієї групи машин відносяться ще льонопідбирач-молотарка і льонопідбирач-обчісувач.

Універсальні машини здатні виконувати різні сукупності технологічних операцій, наприклад брання і обчісування стебел або підбирання і обчісування стебел. Під час переходу від однієї сукупності операцій до іншої проводиться зміна окремих робочих органів. Тому конструкція машини повинна передбачити можливість цієї зміни. Так, для

створення універсальної машини, яка може проводити брання і обчісування стебел, а також підбирання і обчісування стебел, в її конструкції повинні бути передбачені змінні бральний і підбираючий пристрої.

1.3 Стан досліджень з розробки пристроїв для брання та підбирання льону

Створенню і вдосконаленню льонозбиральних машин передували теоретичні дослідження і дослідно-конструкторські роботи.

Для обґрунтування параметрів льонозбиральних машин, зокрема бральних і підбираючих апаратів, багато дослідників займалися визначенням фізико-механічних властивостей стебел льону в період збирання.

Необхідна робоча швидкість машини залежить від стану стеблостою льону, макро- і мікрорельєфу ґрунту, потужності двигуна трактора і знаходиться в межах від 4,0 до 10,0 км/год [48]. Як показують дослідження і багатолітній досвід збирання льону, для роботи агрегату на вирівняних ґрунтах з прямостоячими стеблами льону і (без бур'янів) робоча швидкість агрегату в комбайновому варіанті може бути 7,0 – 9,0 км/год, в окремих випадках вона може дійти до 10,0 км/год. Під час роботи на підборі стеблових стрічок робоча швидкість залежить від прямолінійності стрічок. Якщо стрічка прямолінійна, то швидкість буде більшою і перебуває в межах 5 – 8 км/год, якщо стрічка викривлена, то швидкість перебуває в межах 3 – 5 км/год.

Швидкість бральних пасів, згідно з літературними даними [13] перебуває в межах 2,0 – 3,5 м/с.

Проф. Г.А. Хайліс [12] розробив теоретичні основи процесу затягування стебел пасами. Встановлено, що розтягнутість стебел, яку створює бральний пас, зростає зі збільшенням показника швидкісного режиму μ (відношення швидкості машини до швидкості брального паса) і кута нахилу брального апарата до горизонту. Відмічено, що μ не повинно

бути більше одиниці, в протилежному випадку значно зростає розтягнутість стебел і знижується чистота брання. Зазначалось, що найкращі умови для брання стебел є тоді, коли вони затискаються у бральних ривчаків перпендикулярно площині брального апарата. У цьому випадку стебла відразу затискаються достатньо сильно, що виключає їх проковзування і скривлення. Тому необхідно спільними діями подільника і паса так нахилити стебла в бік руху машини, щоб на момент захоплення стрічки пасами кут нахилу стебел та кут нахилу брального апарата до землі у сумі становили 90° .

Для характеристики бральних апаратів важливе значення має висота брання. Чим менший цей показник, тим краще буде машина брати льон, особливо низькорослий. У [12] виведені формули для визначення мінімально можливої висоти брання від геометричних розмірів робочих органів брального апарата, зміни висоти брання під час копіювання рельєфу поля колесами брального агрегату.

У літературі подається пропускна здатність ривчаків брального апарата, яка залежить від відстані, на яку бральний пас відходить від брального диска під час захоплення, брання і транспортування стебел. Якщо цю відстань, що залежить від конструкції апарата, натягу і жорсткості паса, позначити через Δ_j , то пропускна здатність апарата рівна:

$$I = \sum_{j=1}^n \frac{4j v_p \Delta_j}{\pi d_c^2 \xi}, \quad (1.1)$$

де n – кількість бральних ривчаків;

v_p – швидкість руху брального паса;

j – номер брального ривчака;

d_c – середній діаметр стебел;

ξ – коефіцієнт, який враховує зменшення поперечного перерізу затиснутих стебел внаслідок їх сплющування.

Апарат буде справлятися з захопленням, бранням і транспортуванням стебел, якщо [12]:

$$I > b \cdot i \cdot n \cdot v_m \cdot \quad (1.2)$$

де b – ширина бральної секції;

i – густина стеблостою;

v_m – швидкість машини.

Проф. Г.А Хайліс [12] вивів формули для визначення сили натягу паса в довільній точці бральної ділянки n -го поперечного криволінійного рівчака і на виході з нього, а також, для знаходження тиску в n -му рівчаку.

Необхідною умовою брання стебел за [12] є:

$$q \geq \frac{T}{2B_p d_c f_n}, \quad (1.3)$$

де T – складова сили опору стебла висмикуванню, яка перебуває в площині брального апарату;

B_p – ширина паса;

d_c – середній діаметр стебел;

f_n – коефіцієнт тертя стебел льону до гуми.

Г.А. Хайліс дослідив режим роботи льонобральних апаратів з поперечними рівчаками [12], що приводяться в рух одним шківом, з урахуванням деформації пасів. Встановлені теоретичні закономірності та визначені умови передачі руху від брального паса до бральних шківів:

$$S_{1n} - S_{1o} = \sum_{i=1}^n T_i + \frac{M_o}{R}, \quad (1.4)$$

де S_{1o} , S_{1n} – сили натягу паса відповідно набігаючої та збігаючої вітки;

T_i – сили опору стебел бранню (див. пояснення до (1.3));

M_o – момент опору обертанню брального шківа, зумовлений силами тертя в його опорі.

Г.А. Хайліс [12] навів обґрунтування щодо вибору натягу пасів для роботи без проковзування по ведучих шківах на прикладі ЛКВ–4Т. Розрахунок проведено з врахуванням раціонального коефіцієнту тяги і потужності машини під час брання. Розроблені рекомендації для вибору натягу пасів. Встановлена залежність довговічності бральних пасів, якості

роботи апарата від ступеня натягу пасів. Однак привод бральних пасів, що приводяться в рух декількома ведучими шківками, не досліджено.

Таким чином, робота брального апарата з поперечними ривчакками, теоретично досліджена недостатньо, тому потрібно виконати силові та енергетичне дослідження пасової передачі, що приводиться в рух декількома ведучими шківками, які забезпечують підвищення надійності процесу брання льону.

Дослідниками [12] встановлено, що середній тиск, за якого стебла розплющуються, складає 200–250 кПа. Тому тиск в ривчаку повинен бути менший цього значення.

Проте під час виготовлення бральних апаратів можлива деяка неспіввісність шківків і роликів, які охоплюються пасами. Тому буде змінюватися тиск між пасом та шківком. Дослідження з впливу перекоосу встановлення шківка на тиск у криволінійному ривчаку брального апарата не проводили. А ці досліді, на нашу думку, необхідні для надання рекомендацій щодо виготовлення бральних апаратів. Тому потрібно провести ці досліді.

За Г.А. Хайлісом [12], потужність, що витрачається на привод брального паса машини ТЛН–1,5 для брання стебел, рівна:

$$N_p = v_p \cdot (S_n - S_o), \quad (1.5)$$

де v_p – швидкість паса;

S_n – сила натягу ведучої вітки паса;

S_o – сила натягу веденої вітки паса.

У результаті проведеного аналізу існуючих літературних джерел обґрунтовано доцільність розробки універсальної льонозбиральної машини зі змінними робочими апаратами. Для цього пропонуємо взяти за аналоги змінних апаратів бральний апарат з поперечними бральними ривчакками, який частково досліджував С.Ф. Юхимчук, і підбирально-повертальний апарат, підбиральну частину якого обґрунтував Ю.О. Цикалюк. Проте залишаються питання, які пов'язані з цими апаратами, не досліджені. Зокрема, невирішені

питання, що стосуються спільного використання приводу для кожного апарата, не визначено потрібну кількість приводних шківів для приводу брального апарата, не встановлено раціональне значення натягу паса брального апарата, не визначено умови, за яких відбувається безперервний рух стеблової стрічки від вивідного рівчака брального пристрою до поперечного транспортера тощо.

1.4 Постановка питання, мети і завдання досліджень

Аналіз стану механізації льонівиробництва показував, що господарства повинні мати декілька комплексів машин. Але якщо це робити, тоді треба мати багато машин, що не вигідно. Більш доцільно мати машину універсальну і передбачити в її конструкції можливість легкої зміни брального пристрою на підбиральний і, навпаки, підбирального пристрою на бральний.

У зв'язку з актуальністю створення універсальної машини виникла задача створення для неї і дослідження брального пристрою з поперечними криволінійними рівчаками (металомісткість якого менша, як в апаратів з поздовжніми рівчаками), підбирально-повертального пристрою, а також обґрунтувати параметри та режими роботи цих змінних пристроїв.

Зважаючи на це, загальною метою нашої роботи є підвищення ефективності технологічного процесу збирання льону на основі розроблення льонозбиральної машини зі змінними бральним і підбирально-повертальним пристроями та обґрунтування їх параметрів і режимів роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Проаналізувати способи збирання льону та конструкції чинних льонозбиральних машин, обґрунтувати доцільність розробки машини зі змінними бральним та підбирально-повертальним пристроями.

2. Здійснити аналіз теорій робочих процесів брання та підбирання-обертання льону, що лежать в основі розробки конструкції відповідних змінних пристроїв.

3. Аналітично обґрунтувати параметри системи шківів пасового приводу брального та підбирально-повертального пристроїв.

4. Визначити колову силу і потрібну потужність для приводу довгого та короткого пасів брального пристрою.

5. Аналітично оптимізувати віддаль від вивідного рівчака до робочої вітки поперечного транспортера.

6. Виконати двохфакторний експеримент та обґрунтувати технологічні параметри підбирально-повертального пристрою.

Ці завдання виконані. Нижче подані отримані результати цих досліджень.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ЗАСОБУ

2.1 Функціонально-структурний аналіз запропонованих брального і підбирально-повертального пристроїв льонозбиральної машини та обґрунтування їх основних параметрів

Льонозбиральна машина (рис. 2.1) складається з постійних і змінних механізмів. Постійні – це механізми, що працюють і за комбайновим і за роздільним способом збирання, а змінні механізми працюють тільки за одним із способів. Розглянемо тепер, які параметри повинні бути у рами машини і у механізмів, що до неї приєднуються, для того, щоб машина (справно) працювала і в одному, і в другому варіанті. До постійних механізмів відноситься: рама 1, колісний хід 2, механізм приводу 3, поперечний 4 і затискний 5 транспортери, очісуючий апарат 6, транспортер вороху 7 і розстилочний щит 8. До змінних механізмів відноситься: бральний апарат 9 з подільниками 10, він використовується для комбайнової технології, і підбрально-повертальний апарат 11, що використовується для роздільної технології. Кріплення апаратів є роз'ємне, що дає можливість легко робити їх заміну. Під час проектування льонозбиральних машин прийнято раму, використовувати як картер, в якому розміщується механізм передачі. З цієї причини ми раму нашої машини використовуємо у вигляді картера і розміщуємо в ньому механізм приводу змінних апаратів, він має такі конструктивні особливості:

1) привод апаратів здійснюється з чотирьох ведучих шківів, які розміщені на правій передній (від напрямку руху машини) стороні картера льонокомбайна;

2) привод брального апарату використовує всі чотири ведучі шквіви;

3) на привод підбирально-повертального пристрою потрібно один шків

(четвертий, коли рахуємо вправо від напрямку руху машини).

Детальніше матеріал, що стосується приводу брального і підбирально-повертального пристроїв, подано нижче.

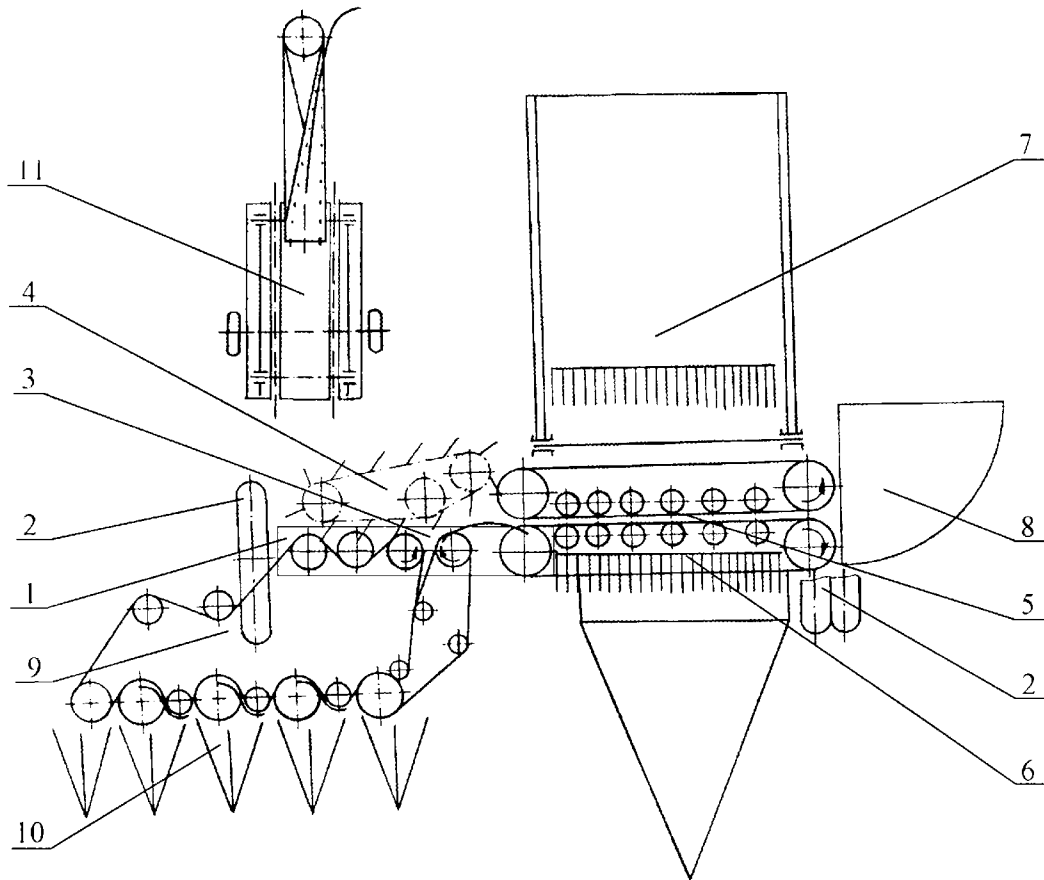


Рисунок. 2.1 – Схема льнозбиральної машини з розробленими змінними бральним і підбирально-повертальним пристроями: 1 – рама; 2 – колісний хід; 3 – механізм приводу; 4 – поперечний транспортер; 5 – затискний транспортер; 6 – очісуючий апарат; 7 – транспортер вороху; 8 – розстилочний щит; 9 – бральний апарат; 10 – подільники; 11 – підбирально-повертальний апарат

Конструкції брального та підбирально-повертального пристроїв дозволяють проводити їх заміну один одним. Для цього роз'єднують роз'ємне кріплення та замінюють четвертий ведучий шків брального пристрою (рис. 2.1) на шків підбирально-повертального пристрою.

Щоб збирати льон за комбайновою і роздільною технологіями однією

льонозбиральною машиною, потрібно її обладнати бральним та підбирально-повертальним пристроями. У бральному апараті з поперечними рівчаками (рис. 2.2) один бральний пас 10 охоплює три бральні шківів 12 і шківів 17 та контактує з вивідним пасом 11. Бральний пас також охоплює три ведучі шківів і чотири притискних та два натяжних ролики, тому для його приводу потрібно збільшити кут обхвату пасом ведучого шківів, для цього в запропонованому апараті привод брального пасу здійснено за допомогою трьох ведучих шківів 8 однакового діаметру, розміщених горизонтально. Це дозволяє збільшити кут обхвату шківів бральним пасом. Розрахунки такого механізму наводяться нижче.

Привод підбирально-повертального пристрою здійснюється від валу крайнього правого (четвертого) ведучого шківів (рис. 2.3).

У розробленій льонозбиральній машині під час агрегування з трактором класу тяги 1,4 кН зовнішній край колії правого колеса умовно співпадає з початком приводу брального пристрою, а точніше, з краєм першого ведучого шківів.

Для роботи підбирача потрібно, щоб край правого колеса трактора був біля стеблової стрічки, але колесо не наїжджало на неї.

Вал ведучого шківів брального пристрою точка O знаходиться від краю колії трактора на відстані L_1 :

$$L_1 = L - \frac{d_{\sigma p}}{2},$$

де L – довжина ведучої частини брального пристрою (рис. 2.2) L рівне:

$$L = 4d_{\sigma p} + 3\Delta,$$

тут $d_{\sigma p}$ – діаметр ведучого шківів брального пристрою (рис. 2.2);

Δ – зазор між шківів ($\Delta = 20 - 30$ мм).

Звідси відстань L_1 рівна:

$$L_1 = \frac{7d_{\sigma p}}{2} + 3\Delta. \quad (2.1)$$

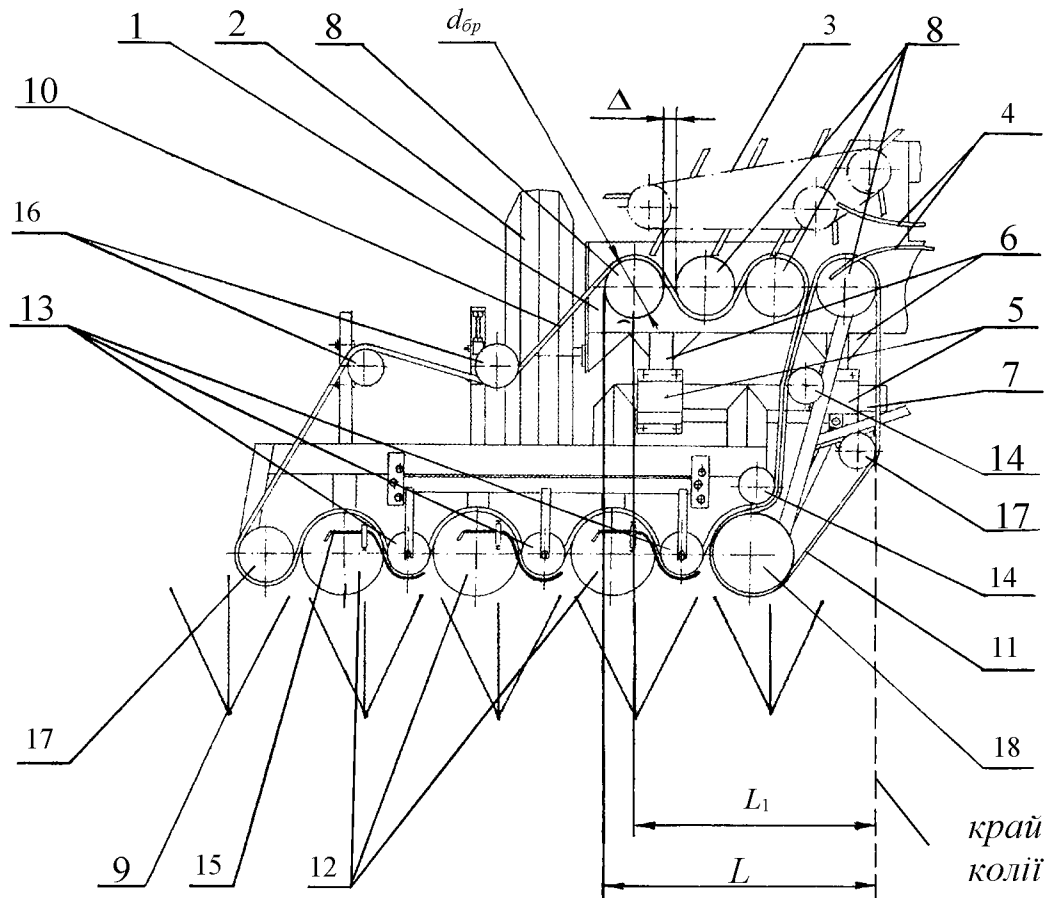


Рисунок. 2.2 – Схема розробленого брального пристрою: 1 – картер льонокомбайна; 2 – польове колесо; 3 – поперечний транспортер; 4 – направляючі прутки; 5 – роз’ємне кріплення; 6 – кронштейн; 7 – рама брального апарата; 8 – ведучі шківів; 9 – подільники; 10 – бральний пас; 11 – вивідний пас; 12 – бральні шківів; 13, 14 – притискні ролики; 15 – підтримуючі прутки; 16 – натяжні ролики; 17, 18 – шківів

Однією з вимог до пасової передачі напівперехресного типу є те, щоб край набігаючої вітки пасу знаходився у площині, яка дотикається до ведучого та веденого шківів. Тоді центр симетрії підбирача буде на відстані L_2 від краю колії трактора:

$$L_2 = L_1 - \frac{d_n}{2} - \delta + \frac{b_{\Pi}}{2}, \quad (2.2)$$

де d_n – діаметр ведучого шківа підбирально-повертального пристрою (рис. 2.3);

δ – товщина напівперехресного паса ($\delta = 8 - 12$ мм);

b_{Π} – ширина напівперехресного паса ($b_{\Pi} = 80 - 120$ мм).

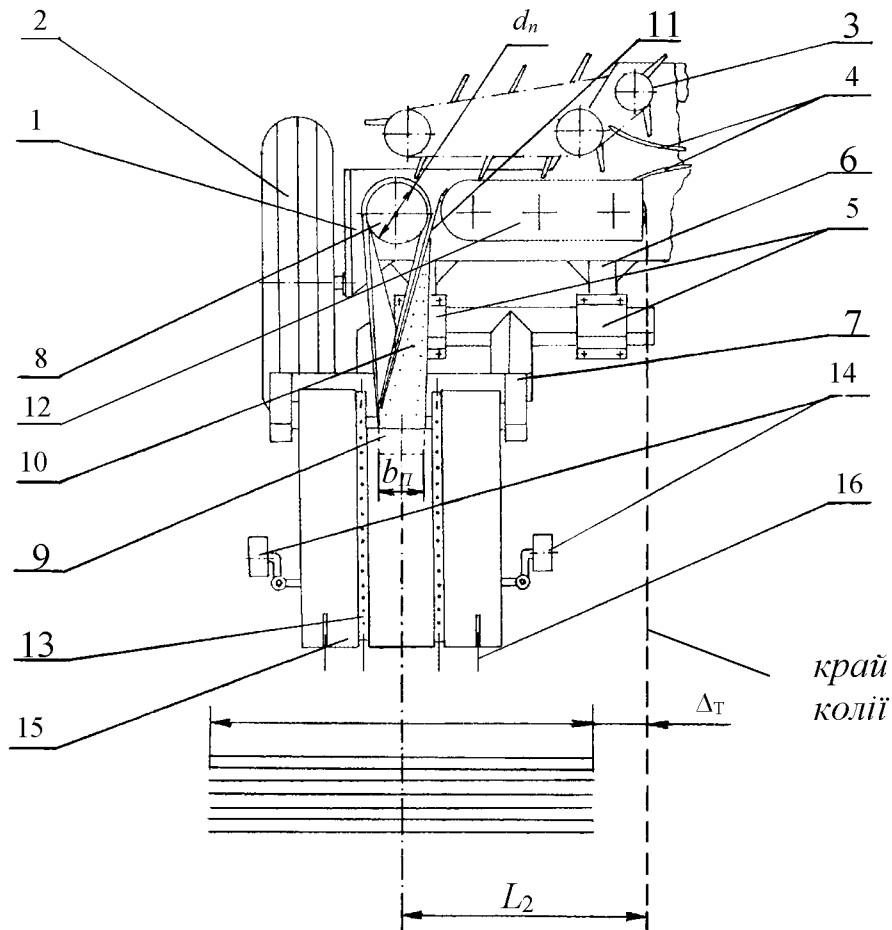


Рисунок. 2.3 – Схема розробленого підбирального-повертального пристрою:

1 – картер льонокомбайна; 2 – польове колесо; 3 – поперечний транспортер; 4 – направляючі прутки; 5 – роз'ємне кріплення; 6 – кронштейн; 7 – рама підбирального-повертального апарата; 8 – ведучий шків; 9 – ведений шків; 10 – транспортувальний пас; 11 – підтримуючі прутки; 12 – щиток-направляюча; 13 – ланцюгово-пальцевий транспортер; 14 – опорні колеса; 15 – щитки; 16 – барабанні механізми підбору

Після підстановки складових у формули (2.1) і (2.2) отримаємо, що:

$$L_2 = \frac{7d_{\text{оп}}}{2} + 3\Delta - \frac{d_n}{2} - \delta + \frac{b_{\text{П}}}{2}. \quad (2.3)$$

Враховуючи умови, що під час підбору стрічок центр симетрії підбирача повинен співпадати з центром симетрії стеблової стрічки, одержуємо, що запропонована конструкція підбирально-повертального пристрою дозволяє підбирати стрічку льону шириною:

$$B \leq 2L_2 - \Delta_T, \quad (2.4)$$

де Δ_T – мінімально допустима відстань від колії трактора до стрічки льону ($\Delta_T = 50$ мм).

Враховуючи формули (2.3 і 2.4), ширина стрічки B буде мати величину до 1,1 м.

У деяких випадках, дуже рідко, можна побачити високий льон в якого ширина розстеленої на льонищі стрічки може доходити до 1,4 м. В таких випадках рекомендується зміщувати точку кріплення сніці комбайна відносно центру симетрії трактора на $\chi = \frac{B_2 - B_1}{2}$ м вправо, де χ – зміщення сніці комбайна, B_1 і B_2 – ширина стрічки.

За висновками С.Ф. Юхимчука робоча швидкість машини під час брання стебел становить 2,01 – 2,58 м/с, а швидкість брального паса $v_6 = 2,8$ м/с. А за рекомендаціями Ю.О. Цикалюка робоча швидкість машини під час підбирання стеблової стрічки становить 1,18 – 2,01 м/с і швидкість підбирального транспортера $v_n = 3,5$ м/с. Виходячи з цього, підбираємо необхідні діаметри ведучих шківів та кутову швидкість їх обертання. Знаючи стандартну кутову швидкість обертання ВВП трактора $\omega_{\text{ВВП}} = 57,1 \text{ с}^{-1}$ та передаточне число ланцюгової передачі $u = 0,68$ підберемо кутову швидкість обертання ведучих шківів брального і підбирально-повертального пристроїв $\omega = \omega_{\text{ВВП}} u = 57,1 \cdot 0,68 = 38,8 \text{ с}^{-1}$. Тоді радіус ведучих шківів брального пристрою $R_6 = \frac{v_6}{\omega} = \frac{2,8}{38,8} = 0,0725$ м. Швидкість повертального паса повинна бути рівною або трохи більшою за швидкість підбирального транспортера,

щоб не було накопичення стебел. Тому радіус ведучого шківа приводу підбирально-повертального пристрою, за тієї ж кутової швидкості обертання шківа, що і шків приводу брального пристрою, буде $R_n = \frac{v_n}{\omega} = \frac{3,5}{38,8} = 0,09$ м.

2.2 Завантаження ведучих шківів брального та підбирально-повертального пристроїв

Як вже говорилось, привод брального пристрою здійснюється за допомогою трьох ведучих шківів, які розміщені послідовно. Будову пристрою представлено на рис. 2.4. Пристрій складається з чотирьох бральних секцій і має два паси, один з них довгий, а другий короткий. Має він також чотири ведучих шківів, чотири бральних шківів і дев'ять роликів. Довгий пас обхвачує три бральні шківів, три ведучі шківів і сім роликів. Короткий пас обхвачує один ведучий шків, один бральний шків і два ролики. Спереду апарат обладнаний дільниками. Всі ці ланки показані на схемі, із них 1, 2, 3 і 4 – ведучі шківів; 5 – довгий пас; 6 – короткий пас; 7, 8, 9 і 10 – бральні шківів; 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 і 19 – ролики. Пас 5 обхвачує ведучі шківів 2, 3 і 4; ролики 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17 і бральні шківів 7, 8 і 9. Пас 6 обхвачує ведучий шків 1; ролики 18, 19 і бральний шків 10.

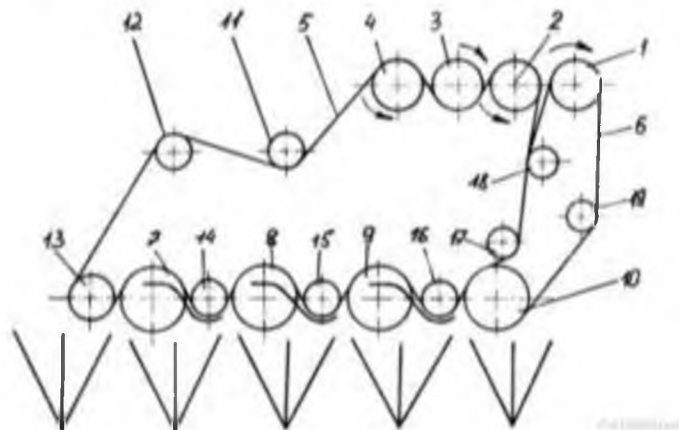


Рисунок. 2.4 – Схема брального пристрою: 1, 2, 3, 4 – ведучі шківів; 5 – довгий пас; 6 – короткий пас; 7, 8, 9, 10 – бральні шківів; 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19 – ролики

На рис. 2.4 в зоні між шківів 1 і 2, на яких, відповідно, міститься вивідний і бральний пас, є щілина, хоча насправді цієї щілини в конструкції пристрою немає. Це пояснюється тим, що в схемі 2.4 не врахована товщина пасів.

Аналітично обґрунтовано завантаження ведучих шківів досліджуваних пристроїв. Детально розглянуто привод брального пристрою із трьох шківів для довгого пасу (рис. 2.5).

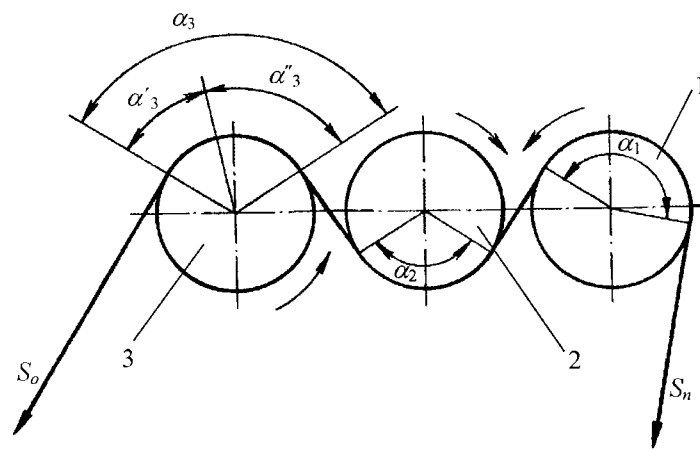


Рисунок. 2.5 – Схема приводу пасової передачі брального пристрою: 1, 2, 3 – ведучі шквиви; α_1 , α_2 , α_3 – кути обхвату шківів 1, 2 і 3 пасом; α'_3 – кут, який відповідає дузі пружного ковзання шківів 3; α''_3 – кут, який відповідає дузі спокою шківів 3; S_o – сила натягу веденої вітки; S_n – сила натягу ведучої вітки

З аналізу схеми рис. 2.5 випливає, що спочатку навантажується зона збігаючої вітки пасу, або шків 3. Після повного навантаження шківів 3 за подальшого зростання сили P навантажуються шквиви 2, а пізніше і 1. Якщо під час розрахунку за формулою (1) значення кута α' є меншим за α_3 , тоді все тягове навантаження несе шків 3 і кут α' відкладаємо на збігаючій вітці пасу в зоні шківів 3. Тоді $\alpha'_3 = \alpha'$. За умови, що $\alpha' = \alpha_3$, то кут α' відкладається на всій дузі шківів 3. Якщо виконується нерівність $\alpha_3 < \alpha' < \alpha_3 + \alpha_2$, тоді тягове навантаження несуть повністю шквиви 3 і частково 2, а кут α' відкладається

повністю на шківі 3 і на частині α'_2 шківів 2. В такому разі $\alpha' = \alpha_3 + \alpha'_2$. Коли $\alpha' = \alpha_3 + \alpha_2$, тоді все тягове навантаження несуть шківів 3 і 2. Якщо $\alpha_3 + \alpha_2 < \alpha' < \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1$, тоді тягове навантаження несуть повністю шківів 3 і 2 і частково 1. В цьому випадку кут α' відкладається повністю на шківів 3 і 2 і на частині α'_1 шківів 1, а $\alpha' = \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha'_1$. За умови $\alpha' = \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1$ тягове навантаження несуть всі три шківів. Це граничний випадок, після якого за зростання навантаження пасова передача зупиниться.

З аналізу отриманих даних випливає, що в пасовій передачі основне навантаження лежить на ведучій частині зони збігаючої вітки пасу, тоді як зона набігаючої вітки не навантажена.

Визначені формули для визначення кутів обхвату ведучих шківів з урахуванням їх геометричних параметрів.

Отже, щоб знайти ступінь завантаження ведучих шківів таким методом потрібно знайти α' .

Кут α' , який відповідає дугам пружного ковзання на всіх шківів (рис. 2.5), визначається за формулою, складеною на підставі положень теорії пасової передачі:

$$\alpha' = \frac{1}{f} \ln \frac{1 + \frac{P}{2S_{\text{поч}}}}{1 - \frac{P}{2S_{\text{поч}}}}, \quad (2.5)$$

де f – коефіцієнт тертя обода шківів до пасу; $S_{\text{поч}}$ – сила початкового (попереднього) натягу пасу, Н; P – колове зусилля на ведучих шківів, Н.

За рівнянням (2.5) проведені розрахунки і побудована залежність кута α' від

відношення $\frac{P}{2S_{\text{поч}}}$ за $f=0,50$, $f=0,75$ і $f=1,00$. Отримана графічна залежність

показана на рис. 2.6. Із графіка видно, що коли зростає відношення $\frac{P}{2S_{\text{поч}}}$,

необхідне значення кута α' зростає, але лише в межах цього відношення від 0

до 1, причому за $\frac{P}{2S_{\text{поч}}} < 1$ необхідне значення кута α' досягає нескінченності.

Визначено натяг брального паса і тиск для побудови діаграм (за формулами, $S = S_o \cdot e^{f\alpha'}$ де S_o – початкова сила, з якою пас обтягує ролик (в початковому дотичному перерізі), Н; f – коефіцієнт тертя; α' – кут обхвату диска, починаючи від початкового перерізу до розглядуваного, рад; $q = \frac{S}{B \cdot R}$, де S , B – відповідно натяг і ширина паса; R – радіус шківів) на криволінійних ділянках пасової передачі під час роботи.

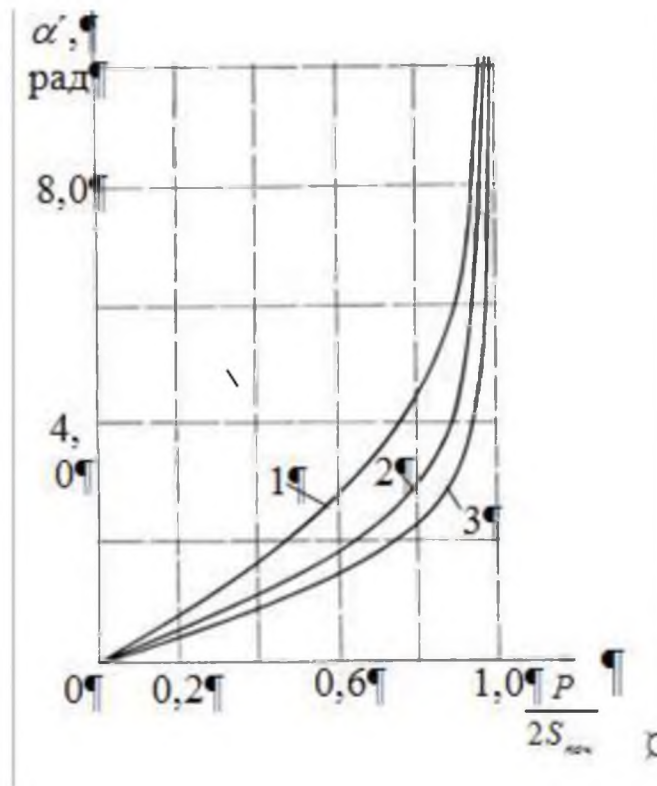


Рисунок. 2.6 – Залежність кута α' від відношення $\frac{P}{2S_{поч}}$:
 1 – $f=0,50$; 2 – $f=0,75$; 3 – $f=1,00$

Аналіз показує, що тиск зростає в кожному наступному бральному рівчаку і досягає максимального значення 116 кПа у четвертому. Найбільший натяг паса в цій передачі також в цьому рівчаку і становить 1158 Н, що є менше розривного зусилля паса, тому пасова передача брального пристрою роботоздатна.

2.3 Силовий та енергетичний розрахунок пасової передачі брального пристрою

Проведено силовий та енергетичний розрахунок пасової передачі брального пристрою. Колова сила, що передається довгим та коротким пасом, визначаються за формулами:

$$P_{\partial} = S_{o\partial} [(1 + k_{nz})^{11} - 1] + Bi_o P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1 + k_{nz})^7 + (1 + k_{nz})^5 + (1 + k_{nz})^3 + 0,5(1 + k_{nz})]; \quad (2.6)$$

$$P_k = S_{ok} [(1 + k_{nz})^3 - 1] + 0,5 Bi_o P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o (1 + k_{nz}), \quad (2.7)$$

де $S_{o\partial}$, S_{ok} – початкова сила, з якою відповідно довгий або короткий пас обтягує ролик, Н; k_{nz} – коефіцієнт, який враховує роботу, що витрачається на згин пасу і подолання тертя в опорі ролика, ($k_{nz}=0,01 - 0,02$); B – ширина захвату бральної секції, м; i_o – густина стеблостою, шт./м²; P_c – середнє значення сили опору стебла висмикуванню з ґрунту, Н; s_p – довжина бральної ділянки брального рiвчака, м; μ – показник швидкісного режиму, рiвний відношенню швидкості руху машини v_m до швидкості пасу v_p ; η – коефіцієнт, який враховує, яка частина стебел в рiвчакові робить опір висмикуванню; Ω_o – середнє значення кута, під яким діє сила опору стебла висмикуванню, рад.

Визначимо ще вживану бральним пристроєм потужність.

Потужність N_{∂} на роботу довгого паса рiвна:

$$N_{\partial} = P_{\partial} v_p, \quad (2.8)$$

де v_p – швидкість довгого паса.

Потужність N_k на роботу короткого паса рiвна:

$$N_k = P_k v_p, \quad (2.9)$$

де v_p – швидкість короткого паса (вона така ж, як швидкість довгого паса).

Вживана всім пристроєм потужність N рiвна:

$$N = N_{\partial} + N_k = v_p (P_{\partial} + P_k), \quad (2.10)$$

де P_{∂} і P_k визначається за формулами (2.6) і (2.7).

В даному випадку швидкість v_p однакова для довгого і короткого паса.

Приймаючи, що $S_{oc}=1000$ Н; $S_{ок}=1000$ Н; $B=0,34$ м; $i_o=1500$ шт./м²; $P_c=6$ Н; $s_p=0,2$ м; $\mu=0,6\dots 1,1$; $\eta=0,5$; $\Omega_o=30^\circ$; $k_{nz}=0,03$; $v_p=2,8$ м/с, обчислюємо складові потужності за допомогою комп'ютерної програми розробленої з використанням пакету MAPLE V (див. дод. А).

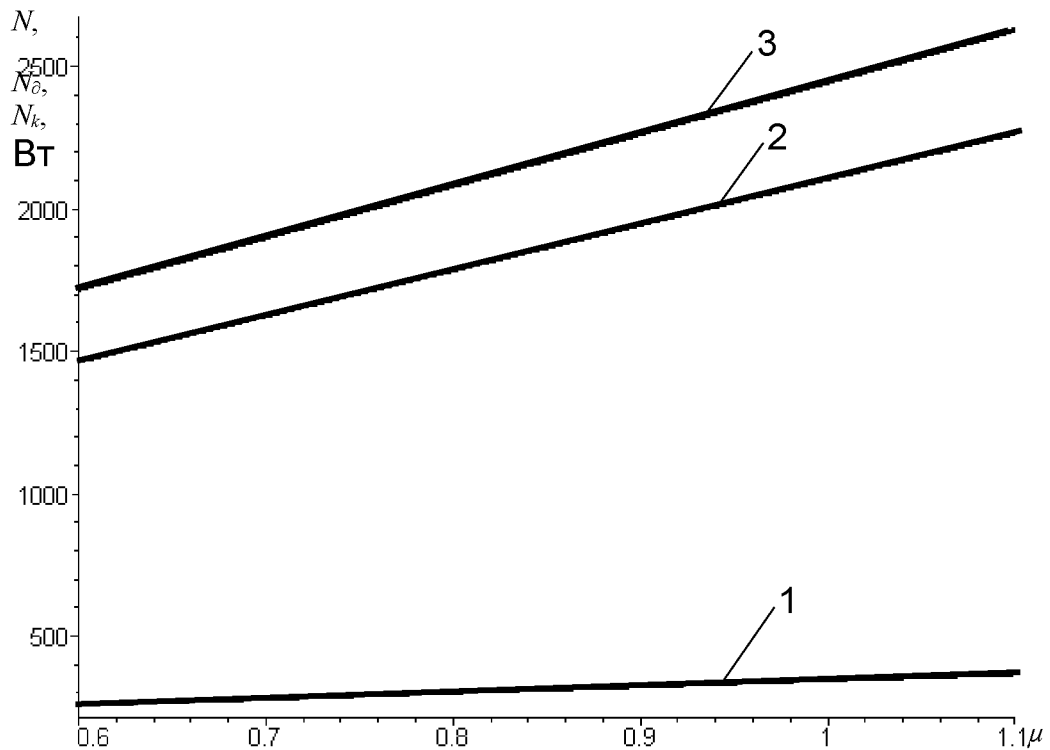


Рисунок. 2.7 – Залежність потужності на роботу брального пристрою від коефіцієнта кінематичного режиму: 1 – потужність на роботу короткого паса N_k ; 2 – потужність на роботу довгого паса N_d ; 3 – сумарна потужність N

Як видно з графіка рис. 2.7, потужність на роботу бральних пасів прямопропорційно зростає із збільшенням коефіцієнта кінематичного режиму. Це зростання більше для довгого паса. Потужність на роботу довгого паса більша у 5–7 разів порівняно з потужністю на роботу короткого паса.

2.4 Визначення закономірності переходу стебел з вивідного ривчака в канал поперечного транспортера

Із вивідного ривчака в канал транспортера може виходити неперервна

стрічка стебел, окремі групи стебел або окремі стебла. Чим більше число стебел, тим більша кінетична енергія стебел і тим надійніший їх рух в каналі транспортера. Найменша кінетична енергія буде в окремого стебла, яке рухається. Оскільки це найбільш небезпечний випадок, то нижче будемо досліджувати рух окремо взятого стебла.

На рис. 2.8 представлені схема верхньої частини вивідного рівчака комбайна, розміщення стінки EE_1 каналу і пальців поперечного транспортера і вид по стрілці A на бральний апарат; показане також стебло в положенні M_0 , коли воно виходить із рівчака, і в текучому положенні M під час польоту в каналі. Польот, вважаємо, здійснюється у площині брального рівчака.

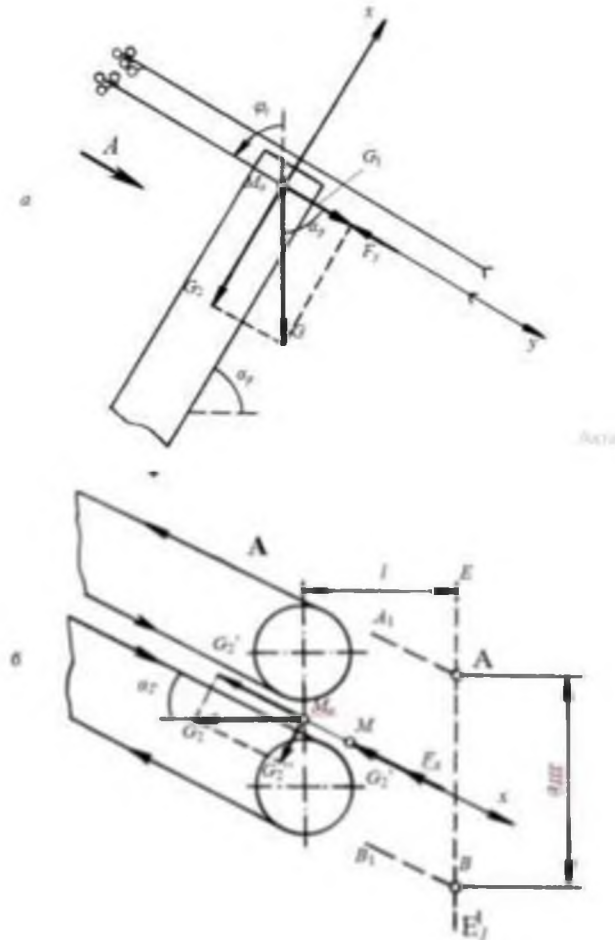


Рисунок. 2.8 – Схема до розрахунку польоту стебла під час викидання з вивідного рівчака: a – вид брального пристрою збоку; b – вид по стрілці A

Для дослідження польоту проведемо плоску систему координат xMy з початком у точці M_o , вісь x спрямуємо в бік руху стебла вздовж брального рівчака, а вісь y – перпендикулярно осі x вниз. Стебло вважаємо твердим тілом. На стебло діють сила ваги G , прикладена в центрі мас M і спрямована вертикально вниз, і сила опору повітря F , спрямована протилежно руху стебла. Вважаємо, що сила F прикладена в центрі мас M . Проекція G_2 сили G на площину брального пристрою рівна $G\sin\alpha_p$, де α_p – кут нахилу брального пристрою до горизонту, а проекція G_1 сили G на вісь y рівна $G\cos\alpha_p$. Складову G_2 розкладемо на дві складові: G_2' паралельно лінії рівчака і G_2'' перпендикулярно лінії рівчака. Кут між лінією рівчака і поздовжньою вертикальною площиною позначимо α_T , тоді $G_2' = G_2\cos\alpha_T = G\sin\alpha_p\cos\alpha_T$. Проекцію сили F на вісь x позначимо F_x , а на вісь y позначимо F_y .

Досліджено перехід стебел з вивідного рівчака в канал поперечного транспортера. Рівняння плоскопаралельного руху стебла мають вигляд:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_M = -G\sin\alpha_p \cos\alpha_T - F_x; \\ m_c \ddot{y}_M = G\cos\alpha_p - F_y; \\ J_M \ddot{\varphi} = 0, \end{cases} \quad (2.11)$$

де m_c – маса стебла, кг; J_M – момент інерції стебла відносно осі, яка проходить через його центр мас перпендикулярно площині, в якій здійснюється політ, кг·м²; φ – кут повороту стебла в площині креслення (цей кут відраховується проти годинникової стрілки від вертикалі), рад; G – сила ваги, Н; F_x , F_y – проекції сили опору повітря на осі x , y (вісь x направлена в бік руху стебла вздовж брального рівчака, а вісь y перпендикулярно осі x вниз), Н; α_p – кут нахилу брального пристрою до горизонту, рад; α_T – кут між лінією рівчака і поздовжньою вертикальною площиною, рад.

Із рішення рівнянь (2.11) видно, що політ стебла здійснюється без його повороту, тому відбувається лише переміщення стебла вздовж осей x і y .

Розв'язавши рівняння (2.11) отримано вирази траєкторії руху стебла:

$$x_M = \left(\frac{v_p}{\mu} + \frac{g}{\mu^2} \right) (1 - e^{-\mu t}) - \frac{g}{\mu} \sin\alpha_p \cos\alpha_T t; \quad (2.12)$$

$$y_M = \frac{g}{\mu} \cos \alpha_p t - \frac{g}{\mu^2} (1 - e^{-\mu t}). \quad (2.13)$$

Під час русу стебла вздовж осі x наступає такий момент, коли воно впреться в стінку каналу. Це пройде через такий проміжок часу t_k , під час якого x_M стане рівним $\frac{l}{\cos \alpha_T}$, де l – ширина каналу транспортера. Для визначення часу t_k треба в рівняння (2.12) підставити на місце x_M відстань $\frac{l}{\cos \alpha_T}$, а на місце t підставити t_k , і розв'язати отримане рівняння відносно t_k .

Рівняння для визначення часу польоту стебла має вигляд:

$$\frac{l}{\cos \alpha_T} - \left(\frac{v_p}{\mu} + \frac{g}{\mu^2} \right) (1 - e^{-\mu t_k}) + \frac{g}{\mu} \sin \alpha_p \cos \alpha_T t_k = 0. \quad (2.14)$$

На підставі цього час t_k з рівняння (2.14) визначається на ПЕОМ за допомогою програми Maple V. Щоб розмістити ланцюг по висоті, час t_k підставляємо в рівняння (2.13) і знаходимо, що y_M буде рівним 75 мм. На такій відстані від вивідного ривчака треба розмістити ланцюг поперечного транспортера.

Висновки

1. На основі функціонально-структурного аналізу обґрунтовано просторове розміщення змінних пристроїв на льонобральній машині, а також узгоджені режими їх роботи шляхом підбору діаметрів ведучих шківів. Зокрема, обґрунтовано, що максимальна кутова швидкість обертання ведучих шківів становить 38,8 с⁻¹, а їх радіус має становити: для брального пристрою – 72,5 мм, для підбирально-повертального пристрою – 90 мм.
2. Для якісного виконання процесу брання та транспортування стрічки льону за допомогою брального пристрою з поперечними ривчаками удосконалено теоретичні основи пасової передачі з декількома

ведучими шківками, які дали змогу визначити завантаження ведучих шківів та умову передачі руху.

3. На основі силового та енергетичного розрахунків пасової передачі брального пристрою виведені формули, які дають змогу відповідно визначити колову силу довгого та короткого пасів і потрібну потужність на їх привод, яка, залежно від режиму роботи машини та властивостей стеблостою, лежить в межах 2,5 – 3,1 кВт.
4. Обґрунтована система диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху стебла льону з вивідного рівчака в канал поперечного транспортера дала змогу вивести залежності між координатами траєкторії польоту та часом руху стебла, на основі яких аналітично розрахована відстань між вивідним рівчаком та ланцюгом поперечного транспортера – $l = 75$ мм.

3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

До програми експериментальних досліджень ввійшли такі експерименти:

- а) визначення тиску в поперечних бральних рівчаках;
- б) дослідження впливу перекосу встановлення шківа на тиск у криволінійному рівчаку;
- в) визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківа і тертя в роликовій опорі;
- г) визначення коефіцієнта опору під час руху пасу підбирача внаслідок його перехреснення для різних сил натягу;
- д) визначення впливу конструктивних параметрів напівперехресного пасу на зміщення стебел під час їх транспортування в підбирально-повертальному пристрої;
- ж) визначення спожитої потужності для роботи льонозбиральної машини;

3.2 Використані прилади, обладнання, апаратура

Для проведення експериментів і дослідження запропонованих брального і підбирально-повертального пристроїв були виготовлені і використовувались відповідні установки й обладнання.

Вплив перекосу встановлення шківа на тиск у криволінійному рівчаку досліджувався за допомогою лабораторної установки (рис. 3.1).

Ця установка складається з обгумованого шківа 1 Ø240 мм та пасової передачі, пас якої огинає шків 1. Пас довжиною 2200 мм для лабораторної установки взятий із брального апарата серійного льонокомбайна ЛК – 4А. Ведучий 3 і ведений 4 шків пасової передачі кріпляться на рамі 14 установки. Для цього вал ведучого шківа 3 обертається в підшипникових

опорах рами 14, а до кінця вала жорстко приєднана корба 8. Ведений шків 4 обертається на нерухомій осі, яка з'єднана з натяжною вилкою 5. Стержень вилки 5 міститься в отворі рами 14, на нього надіта пружина 6, яка стискається регулювальними гайками 7. Для цього, ведений шків 4 натягує пас з певним зусиллям. Щоб виключити повертання осі веденого шківа 4 початок стержня має квадратний переріз, який входить в квадратний отвір пластини рами 14.

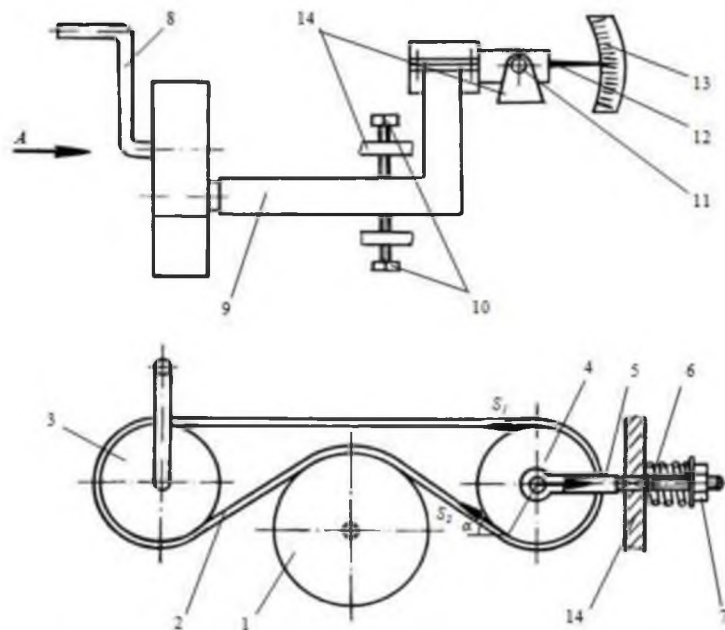


Рисунок. 3.1 – Схема лабораторної установки для дослідження впливу перекосу встановлення шківа на тиск у криволінійному рівчаку:
 1 – обгумований шків; 2 – пас; 3 – ведучий шків; 4 – ведений-натяжний шків; 5 – вилка із стержнем з різьбою; 6 – пружина; 7 – регулювальні гайки; 8 – корба; 9 – кронштейн; 10 – регулювальні гвинти; 11 – шарнір; 12 – стрілка; 13 – транспортер; 14 – рама

Сила натягу паса з рис. 3.1 визначається за формулою:

$$F = S_1 + S_2 \cos \alpha ,$$

де F – сила стиску пружини, $F = kx$, тут k – жорсткість пружини, x – величина стиснення пружини;

S_1, S_2 – сили натягу набігаючої і збігаючої віток паса;

α – кут нахилу набігаючої вітки.

За умови, коли ковзання пасу по шківу відсутнє, тобто $S_1=S_2$, рівняння запишеться у вигляді $S_1(1 + \cos\alpha) = kx$. Тоді сила натягу пасу буде:

$$S_1 = \frac{kx}{(1 + \cos\alpha)}. \quad (3.1)$$

Жорсткість пружини визначається експериментально. Стиснення пружини вимірюємо штангельциркулем.

Шків 1 міститься на кронштейні 9, який шарнірно закріплений на опорі 11. До кінця кронштейна закріплена стрілка 12, яка на транспортері 13 показує кут повороту кронштейна 9, а значить кут перекосу встановлення шківів 1 відносно пасової передачі. Необхідний кут перекосу виставляється за допомогою регулювальних гвинтів 10.

Коефіцієнт, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківів і тертя в опорі визначали за допомогою лабораторної установки (рис. 3.2).

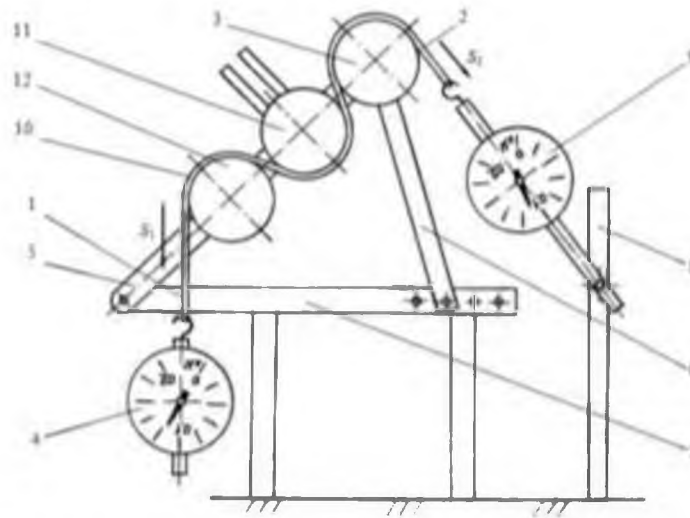


Рисунок. 3.2 – Установка для визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківів і тертя в опорі: 1 – вітка натягу пасу силою S_1 ; 2 – вітка натягу пасу силою S_2 ; 3, 11, 12 – шків; 4, 9 – динамометр; 5 – брус; 6 – підпор; 7 – стіл; 8 – опора; 10 – пас

Установка для визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківів і тертя в опорі рис. 3.2 складається із закріплених на

похилому брусі 5 стола 7 трьох шківів 3, 11, 12. Шківі мають діаметр 145 мм і ширину 100 мм, тобто розміри ведучих шківів брального апарата машини. Конструкція стола 7 передбачає зміну кута нахилу бруса 5. Це забезпечується положенням підпора 6 відносно станини стола 7. Крім того, середній шків 11 можна зміщувати відносно бокових вгору і вниз. Для цього на брусі 5 розміщені направляючі. Шківі 3, 11, 12 вільно обертаються на нерухомих осях і охоплюються пасом 10. Функцію паса виконує частина довжиною 1,2 м брального паса, який використовується на льонобралках ТЛН – 1,5. Верхній кінець паса 10 за допомогою гачка з дроту кріпиться до динамометра 9, а до нижньої частини паса 10 приєднаний динамометр 4. Різні кути обхвату шківів 3, 11, 12 пасом 10 регулюють за допомогою переміщення середнього шківя 11 в направляючих бруса 5 і нахилом підпора 6 стола 7, а також переміщенням динамометра 9 по опорі 8.

Для визначення коефіцієнта опору від перехрещення паса підбирально-повертального пристрою виготовлена така лабораторна установка (рис. 3.3).

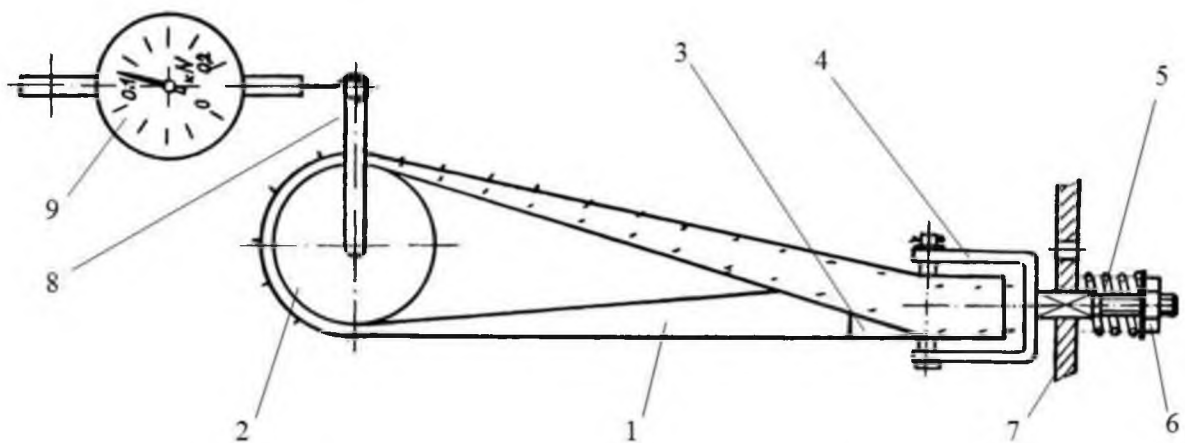


Рисунок. 3.3 – Установка для визначення коефіцієнта опору від перехрещення паса: 1 – пас; 2 – ведений шків; 3 – ведучий-натяжний шків; 4 – утримуюча вилка; 5 – пружина; 6 – регульовальні гайки; 7 – рама; 8 – корба; 9 – динамометр

Функцію пасової передачі, що досліджується, виконує пасова передача з підбирально-повертального пристрою. Тобто, ведений шків 1 має $\text{Ø}200$ мм;

пас 2 має довжину 2200 мм, ширину 100 мм і товщину 10 мм; ведений шків 3 – $\varnothing 180$ мм. Як і в лабораторній установці (рис. 3.1), ведучий шків 2 обертається в підшипникових вузлах на валі і до вала закріплена корба 8. Вилка 4, що утримує вісь шківів 3, має стержень, частина якого має квадратний переріз, а інша частина круглого перерізу із нарізаною різьбою. У пластині рами 7 зроблені два квадратні отвори таким чином, що можна розміщувати вісь шківів 3 в горизонтальній площині разом з віссю шківів 2, або так, щоб край набігаючої вітки напівперехресного паса був у площині, дотичній до країв веденого і ведучого шківів, а вісь ведучого шківів була перпендикулярною до осі веденого. Натяг паса регулювався, як і в установці (рис. 3.1), за допомогою стиснення пружини 5 регулювальною гайкою 6. До корби кріпили динамометр ДПУ–0,2–2.

Транспортування стрічки льону напівперехресним пасом підбирально-повертального пристрою досліджували на підбирально-повертальному пристрої, встановленому на льонокомбайні. Для проведення дослідів, точніше для приводу підбирально-повертального пристрою, до карданного вала комбайна приєднували корбу.

Відповідний початковий натяг напівперехресного паса забезпечували за допомогою двох пружин відомої жорсткості. Ці пружини встановлювали між рухомими корпусами підшипників вала веденого шківів напівперехресної пасової передачі та регулювальними гвинтами. Прокручуючи регулювальні гвинти, стискаємо пружини і, вимірюючи їх деформацію, за формулою Гука переходимо до сили початкового натягу паса. Зазор між пасом та піддержувальними прутками виставлявся відповідним положенням прутків відносно картера льонокомбайна. Між кронштейном картера та пластиною кріплення прутків встановлювалися залізні пластини товщиною 0,5 мм. Додаючи або забираючи ці пластини, регулювали зазор між пасом та прутками.

З вимірювального обладнання для проведення дослідів користувались кутоміром, довжиноміром, штангенциркулем. А для визначення за

стандартними методами ОСТ 70.8.9.80 вологості стебел та ґрунту використовували піч IP20 та аналітичні ваги ВЛТ-1.

3.3 Методика дослідження впливу перекосу встановлення шківа на тиск у криволінійному рівчаку

Мета дослідів – встановити вплив перекосу встановлення шківа на тиск у криволінійному рівчаку з урахуванням початкового натягу паса.

Досліди проводились в лабораторних умовах на установці, описаній в п. 3.2. (рис. 3.1), із застосуванням приладу для визначення тиску (рис. 3.3).



Рисунок. 3.4 – Фото дослідження впливу перекосу встановлення шківа на тиск в криволінійному рівчаку

Досліди проводились таким чином. За допомогою регульовальної гайки 7 стискали пружину 6 натяжного механізму веденого шківа 4. Знаючи

деформацію пружини та її жорсткість, визначали необхідну силу початкового натягу паса, використовуючи формулу (3.1).

Кут перекосу встановлення шківа 1 відносно пасу 2 виставляли наступним чином. Відкручуючи верхній утримуючий гвинт і підкручуючи нижній 10 добивалися, щоб стрілка 12 показувала на циферблаті 13 необхідне значення кута перекосу.

Після зазначених регулювань установки, зображеної на рис. 3.1, до зазору між пасом і паралельно до осі шківа підносився давач вимкненого приладу (рис. 3.3). Для повертання корбою веденого шківа давач приладу для визначення тиску зацімлювався між пасом та шківом. Корбу повертали до моменту, коли давач приладу займе положення посередині зони охоплення пасом шківа. Після цього вмикали прилад для визначення тиску (рис. 3.3) і записували його показ у журнал.

Досліди проходили з триразовою повторюваністю, після чого отримані значення оброблялись статистично.

3.4 Методика визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин паса навколо шківа і тертя в роликівій опорі

Мета дослідів – визначити коефіцієнт, який враховує втрати енергії на згин паса навколо шківа і тертя в роликівій опорі.

Коефіцієнт, який враховує втрати енергії на згин паса навколо шківа (ролика) бральної секції і тертя в роликівій опорі, позначається [13] k_{nz} і рівний виразу $1 - \frac{S_2}{S_1}$, де S_2 – сила натягу вітки 1 (рис. 3.2), а S_1 – сила натягу вітки 2 паса;

таким чином, $k_{nz} = 1 - \frac{S_2}{S_1}$. Цей коефіцієнт залежить від параметрів паса та діаметра шківа (ролика) і лежить в межах від 100 до 240 мм.

Досліди проводились в лабораторних умовах на установці, описаній в п. 3.2 (рис. 3.2). Частина брального паса надівається на шків 3, один кінець паса з'єднується з динамометром 9, а другий його кінець з'єднується з

динамометром 4. Натягуючи пас динамометром 4, заставляємо пас проковзнути по шківу 3, знімаючи в цей час покази динамометрів 9 і 4. Динамометр 9 показує силу S_2 , а динамометр 4 показує силу S_1 . Знаючи S_2 і S_1 , знаходять k_{nz} за наведеною вище формулою: $k_{nz} = 1 - \frac{S_2}{S_1}$.

Такі досліди проводились під час обхвату пасом одного шківу 3 на кут $\sim 90^\circ$ і кут $\sim 180^\circ$, шківів 3 і 11 на кут $\sim 160^\circ + 90^\circ = 250^\circ$ і $\sim 160^\circ + 180^\circ = 340^\circ$, шківів 3, 11 і 12 на кути $\sim 160^\circ + 160^\circ + 90^\circ = 410^\circ$ і $\sim 160^\circ + 160^\circ + 180^\circ = 500^\circ$. Схеми таких обхватів показані на рис. 3.5, а, б і в.

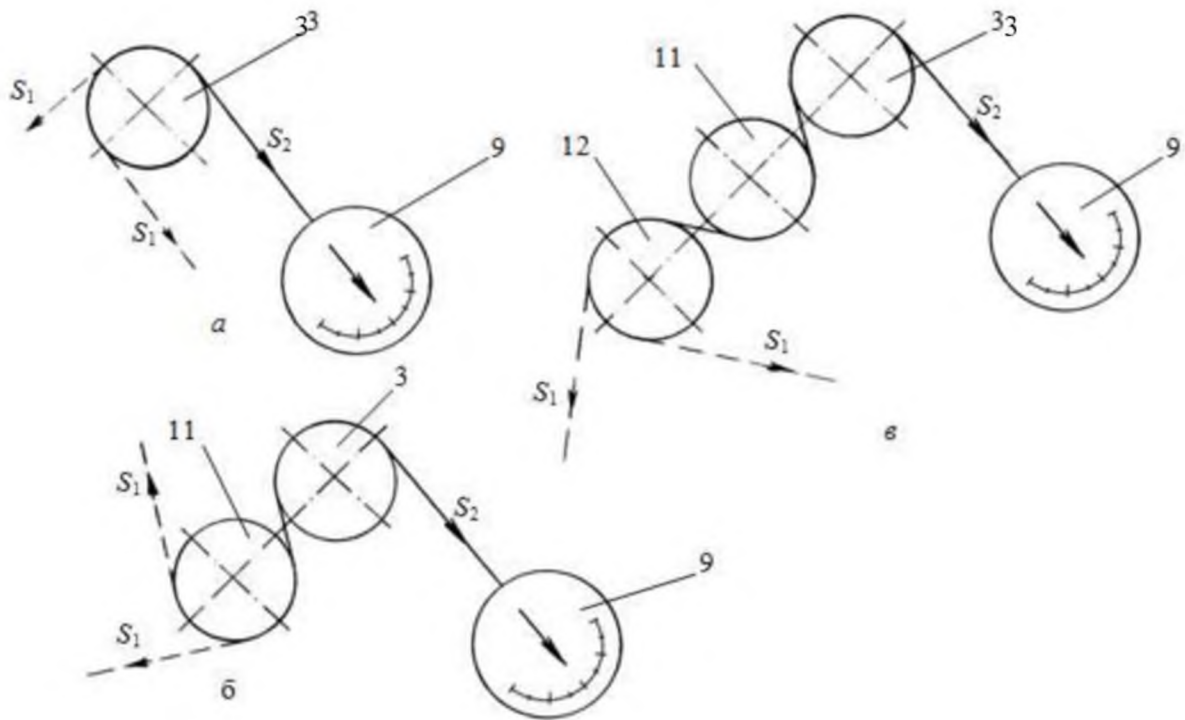


Рисунок. 3.5 – Схеми обхватів шківів установки з метою визначення сил S_1 і S_2 :

а – обхват одного шківів; б – обхват двох шківів; в – обхват трьох шківів



Рисунок. 3.6 – проведення експерименту

Досліди проводилися зі шківками діаметром 120, 150 і 180 мм, сила натягу S_1 доводилась до 500 Н, 750 Н і 1000 Н; число повторів було три.

Отримані дані заносили в таблицю, після чого знаходили середнє значення коефіцієнта $k_{нз}$ і похибку дослідів.

3.5 Методика визначення коефіцієнта опору під час руху паса підбирача внаслідок його перехрещення для різних сил натягу

Мета дослідів – визначити, як змінюються коефіцієнт опору від перехрещення паса залежно від початкового його натягу. Цей коефіцієнт представляє собою відношення крутного моменту на привід напівперехресної передачі до крутного моменту тієї ж пасової передачі, але у випадку, коли шківки розміщені в одній площині.

Досліди проходили у лабораторних умовах на установці, конструкція якої описана в п. 3.2. (рис. 3.4). Пас 1 брали новий. На початку ведений шків 3 встановлювався в тій же площині, що й ведучий 2. Початковий натяг, задавався під час стискання пружини 5 визначеної жорсткості з урахуванням сил натягів паса, які існують при експлуатації, і дорівнював 800 Н. Спочатку прокручували цю пасову передачу, щоб зняти усі залишкові деформації, які міг набути пас у певному положенні. Потім до кінця рукоятки корби 8 приєднували динамометр 9. Відтягуючи динамометр перпендикулярно до рукоятки в момент, коли почнеться провертання корби, визначили силу, що показував динамометр, і позначили її F .

Добуток цієї сили F на плече L її прикладання (L – відстань від точки закріплення динамометра до центру обертання ведучого шківів), дасть нам крутний момент:

$$M_{кр} = FL. \quad (3.2)$$

Досліди проводились поступово у триразовій повторюваності із записуванням середніх значень моменту в журнал. Після чого, змінюючи початковий натяг 850, 900, 950, 1000 Н відповідно до наведеної методики, знімали показник динамометра та за формулою (3.2) визначали значення крутного моменту на привод пасової передачі.

Знімаючи місце кріплення веденого шківів, переміщували його в площині, перпендикулярній до площини ведучого шківів, утворюючи за цього напівперехресну пасову передачу. Аналогічно до звичайної передачі визначали значення крутних моментів на привод передачі залежно від початкового натягу паса. Натяг паса задавали аналогічний, тобто 800, 850, 900, 950, 1000 Н.



Рисунок. 3.7 – Фото проведення експерименту

Після отримання середніх значень крутних моментів визначали коефіцієнти опору від перехреснення пасу k_{on} за відповідних початкових натягів пасу за формулою:

$$k_{on} = \frac{M_{кр.перех.}}{M_{кр}}, \quad (3.3)$$

де $M_{кр.перех.}$ – крутний момент на привод напівперехресної передачі;

$M_{кр}$ – крутний момент на привод звичайної передачі.

3.6 Методика визначення впливу конструктивних параметрів напівперехресного пасу на зміщення стебел під час їх транспортування в підбирально-повертальному пристроєві

Мета дослідів – визначення впливу кроку встановлення голок напівперехресного пасу та зазору між пасом та піддержувальними прутками на зміщення стеблової стрічки під час її транспортування у повертальному механізмі підбирально-повертального пристрою.

Досліди проводились в лабораторних умовах на підбирально-повертальному пристроєві встановленому на льонокомбайні. Для цього в рух робочі органи приводились від провертання карданного вала машини вручну.

У підбирально-повертальному пристроєві стеблова стрічка із підбирального транспортера надходить на повертальну частину, де вона затискається між рухомим напівперехресним пасом і нерухомими піддержувальними прутками. За рахунок руху стебла переміщуються, ковзаючи по піддержувальних прутках. Для покращення переміщення стебел на пасі встановлюються голки.

Під час транспортування стеблової стрічки напівперехресним пасом можливе проковзування стебел по поверхні пасу і внаслідок цього утворення розривів у стебловій стрічці. Щоб усувати це явище або його мінімізувати треба підібрати необхідний зазор між пасом і піддержувальними прутками відповідно до товщини стрічки, а також кроку розташування голок на поверхні паса. Саме це і є метою дослідів.

Аналіз апріорної інформації показує, що зміщення стебел у стрічці для її транспортування напівперехресним пасом збільшується із зменшенням зазору Δ між піддержувальними прутками та пасом (особливо це помітно під час входження стрічки в гирло транспортувального рівчака), а також коли зазор перевищує товщину h стеблової стрічки. Зміщення стебел у стрічці також зменшується із збільшенням кроку t встановлення голок. Для оптимізації цих параметрів використаємо математичний метод планування експерименту із застосуванням методу крутого сходження. За перший фактор беремо ступінь стиску ν стеблової стрічки, тобто відношення Δ до h , а за другий t . Ступінь стиску ν виставляємо, змінюючи зазор Δ . Зазор між пасом та піддержувальними прутками виставлявся відповідним положенням прутків відносно картера льонокомбайна. Між кронштейном картера та пластиною кріплення прутків встановлювалися залізні пластини товщиною 0,5 мм. Додаваючи або забираючи ці пластини, регулювали зазор між пасом та прутками. Для дослідів брали стрічки льону різної товщини h (2,1...2,4 мм

і 3,4...4,2 мм). Крок t між голками виставляли, забиваючи голки у пас з відповідним інтервалом.



Рисунок. 3.8 – Фото підбирально-повертального пристрою

Досліди проводились таким чином. Відрегулювавши відповідний натяг пасу та зазор між пасом та прутками, записавши параметри у журнал, накладали на підбираючий транспортер підбирально-повертального пристрою стеблову стрічку відповідної товщини. Довжина стеблової стрічки бралася 0,5 м, тобто така, щоб вмістилася на транспортуючій вітці підбирального транспортера. Провертаючи карданний вал льонокомбайна, забезпечували транспортування стрічки у підбирально-повертальний пристрій. Коли стеблова стрічка вийшла з підбирально-повертального пристрою на 0,25 м прокручування карданного вала припиняли. І за допомогою штангенциркуля заміряли відстань від останнього зверху ряду голок пасу, які взаємодіють із стебловою стрічкою, до стебел стрічки, які містяться під голками.

Усі величини Δ , h , t , і зміщення у стеблової стрічки вимірювали штангенциркулем з точністю до 0,1 мм.

Детальніше методика проведення дослідів з використанням математичного методу планування експерименту описана у додатку В.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Вплив перекосу встановлення шківів на тиск у криволінійному ривчаку

Визначення тиску в криволінійному ривчаку при різних кутах перекосу встановлення шківів відносно площини пасової передачі та різних початкових натягах здійснювалось експериментально у лабораторних умовах за методикою, що описана в п. 3.4.

Кут перекосу в досліді змінювався від 0 до $2,5^\circ$ з інтервалом $0,5^\circ$.

Початковий натяг F_o пасової передачі задавали 900, 1000 і 1100 Н, що відповідає розрахунковим натягам брального паса у першому, другому та третьому бральному ривчаку, під час досліді статистична помилка була в межах 2,7 – 4,8 (п. 2.2, рис. 2.6).

За отриманими середніми значеннями тиску будувались графіки залежності тиску q від кута перекосу ψ встановлення шківів за різних початкових натягів F_o паса (рис. 4.1).

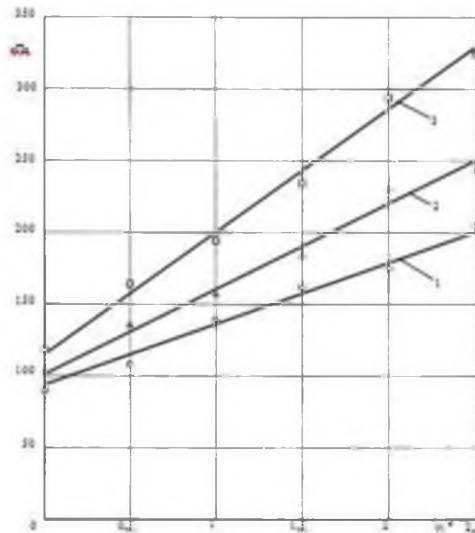


Рисунок. 4.1 – Залежності тиску q від кута перекосу ψ встановлення шківів за різних початкових натягів F_o паса: 1 – $F_o = 900$ Н, 2 – $F_o = 1000$ Н, 3 – $F_o = 1100$ Н

Аналізуючи отримані графіки, бачимо, що тиск у бральних ривчаках збільшується зі збільшенням кута перекошу шківа відносно паса. Залежність тиску q від кута ψ за ψ значень до $2,5^\circ$ має прямолінійний характер. Зростання тиску q під час збільшення ψ , більше за початкового натягу $F_o = 1100$ Н. Це видно з того, що лінія 2 крутіша за лінію 1, а 3 – за 2.

Відомо [12], що тиск в бральних ривчаках не повинен перевищувати 200–250 кПа, в іншому випадку буде пошкодження стебел льону. Встановлено [12], що за потовщення стрічки льону стебла менш пошкоджуються, тому приймаємо обмеження на тиск у першому бральному ривчаку до 200 кПа, в другому до 225 кПа, а в третьому до 250 кПа. Користуючись графіками рис. 4.1, записуємо допустимі перекоши встановлення бральних шківів у першому ривчаку допускаються до $2,5^\circ$, в другому – до $2^\circ 10'$, в третьому – до $1^\circ 52'$.

4.2 Результати дослідів з визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин пасу навколо шківа і тертя в роликівій опорі

Досліди проходили за методикою, описаною в п. 3.4. В результаті проведених дослідів отримали табл. 4.1.

Аналізуючи дані таблиці 4.1, можна зробити висновок, що коефіцієнт $k_{нз}$ збільшується із зменшенням діаметра шківа, збільшенням кількості шківів і кута обхвату; від сили натягу S_1 коефіцієнт $k_{нз}$ не залежить. Це можна стверджувати з того, що похибка за визначення $k_{нз}$ для різних S_1 не перевищувала 1,4%.

Маючи отримані експериментальні значення $k_{нз}$, можна розраховувати сили натягів пасу у криволінійних ривчаках брального пристрою.

Таблиця 4.1. Результати досліджень з визначення коефіцієнта, який враховує втрати енергії на згин брального пасу і тертя в опорах

Діаметр шківа, мм	Номера шківів	Кут обхвату шківів, градуси	Сила S_2 , Н			Середнє значення коефіцієнта $k_{пз}$
			$S_1=500$ Н	$S_1=750$ Н	$S_1=1000$ Н	
100	3	90	485,0	727,5	970,0	0,030
		180	485,4	726,8	969,0	0,031
	3 і 11	250	483,5	725,3	967,0	0,033
		340	482,0	723,0	964,0	0,036
	3, 11 і 12	410	480,5	720,8	961,0	0,039
		500	478,5	717,8	957,0	0,043
150	3	90	488,0	732,0	952,0	0,024
		180	487,0	730,5	974,0	0,026
	3 і 11	250	486,0	729,0	972,0	0,028
		340	484,5	726,8	969,0	0,031
	3, 11 і 12	410	482,5	723,8	965,0	0,035
		500	480,0	720,0	960,0	0,040
180	3	90	490,0	735,0	980,0	0,020
		180	489,5	734,3	979,0	0,021
	3 і 11	250	488,0	732,0	976,0	0,024
		340	486,0	729,0	972,0	0,028
	3, 11 і 12	410	483,5	725,3	967,0	0,033
		500	481,0	721,5	962,0	0,038

4.3 Коефіцієнт опору від перехрещення пасу

Визначення коефіцієнта опору на привод напівперехресної пасової передачі проходило за методикою, описаною в п. 3.5.

Пасова передача, що досліджувалась, характеризувалась такими параметрами: діаметр ведучого шківа 180 мм, діаметр веденого шківа 240 мм, довжина паса 2200 мм, ширина паса і висота шківів – 100 мм, товщина паса

10 мм. (Ці параметри відповідали параметрам пасової передачі, що містилися на підбирально-повертальному пристроєві).

Щоб краще оцінити вплив початкового натягу у напівперехресній пасовій передачі на коефіцієнт опору, будуюмо графік цієї залежності (рис. 4.1). Тут на осі абсцис відкладаємо початковий натяг пасу F_n , а на осі ординат – коефіцієнт опору k_{on} . Попорядку з'єднуємо точки на координатній площині і, графічно згладжуючи ці зв'язки, отримуємо криву (рис. 4.1), що відповідає залежності коефіцієнта опору у напівперехресній пасовій передачі від початкового натягу паса.

Аналізуючи цю криву, можна зробити висновок про зростання коефіцієнта опору, а значить, затрат потужності на привод напівперехресної передачі через збільшення початкового натягу паса. Під час зміни початкового натягу від 900 Н до 1000 Н зростання коефіцієнта опору порівняно незначне. Чим новіші паса, тим коефіцієнт опору більший.

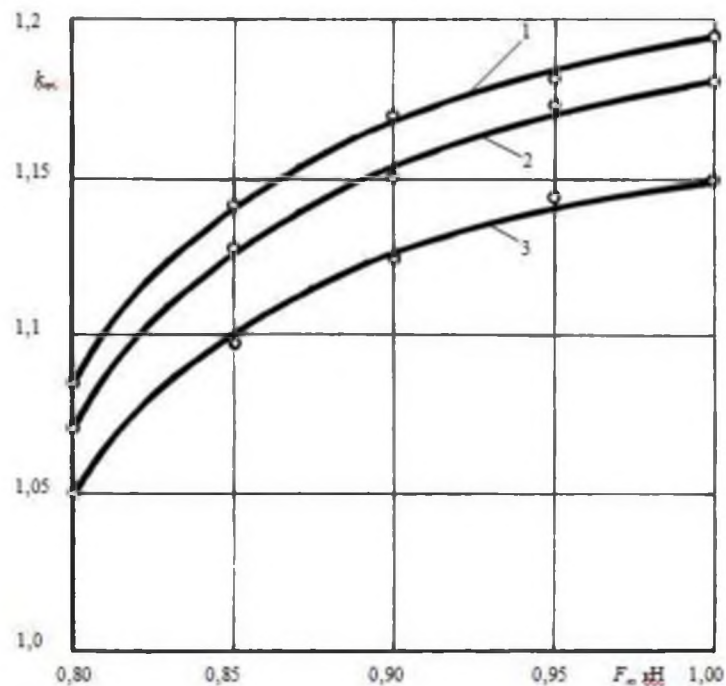


Рисунок. 4.2 – Залежність коефіцієнта опору у напівперехресній пасовій передачі від початкового натягу паса: 1 – новий пас; 2 – 1 сезон роботи; 3 – 2 сезони роботи

Апроксимуючи цю криву гіперболічною функцією k_{on} від початкового натягу F_n , отримали функціональні залежності: $k_{on1} = \frac{F_n}{81,848 - 64,970 \cdot F_n} + 0,706$;

$$k_{on2} = \frac{F_n}{66,964 - 53,571 \cdot F_n} + 0,685; \quad k_{on3} = \frac{F_n}{37,123 - 52,456 \cdot F_n} + 1,215.$$

Отримані формули можна використати для точнішого розрахунку напівперехресної передачі підбирально-повертального пристрою, зокрема у методиці, описаній в п. 2.2.

4.4 Результати дослідів з визначення впливу конструктивних параметрів напівперехресного паса на зміщення стебел під час їх транспортування в підбирально-повертальному пристроєві

Досліди з визначення впливу ступеня стиску стеблової стрічки v та кроку встановлення голок t на зміщення стрічки y під час її транспортування в підбирально-повертальному пристроєві проводились у лабораторних умовах за методикою, описаною в п. 3.5.

У підбирально-повертальному пристроєві в якості напівперехресного пасу взятий пас довжиною 2200 мм, шириною 100 мм і товщиною 10 мм. В цей пас вбиті на відстані 10 мм від країв паса два ряди голок у вигляді стержнів довжиною 25 мм і діаметром 3мм. Пас підбирально-повертального пристрою натягувався із силою 1000 Н.

Для проведення дослідів бралися стебла льону сорту Могилевський-2 діаметром 1,2...1,6 мм, довжиною 60...70 см і вологістю біля 40%. Середня товщина стрічки становила 2,6 мм та 3,8 мм.

Досліди проводились з використанням математичного методу планування (Додаток Б). Спочатку було отримане лінійне рівняння регресії, яке описувало вплив ступеня стиску стеблової стрічки v та кроку встановлення голок t на зміщення стеблової стрічки y . Це рівняння було використане для знаходження зони оптимальних значень факторів методом

“крутого сходження”. У цій зоні ставився повнофакторний експеримент, в результаті якого отримане таке рівняння регресії (Додаток В) для зміщення стрічки:

$$y=2,7+0,4167 \cdot x_1 - 0,0722 \cdot x_2 + 2,2167 \cdot x_1^2 + 0,0167 \cdot x_2^2 - 0,3333 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4.1)$$

де x_1 – кодоване значення v ;

x_2 – кодоване значення t .

Використовуючи можливості комп’ютерного забезпечення MatCAD за отриманим рівнянням регресії (4.1) будуємо поверхню відгуку та проєкції двомірних січень поверхні відгуку на площину x_1x_2 (рис. 4.3).

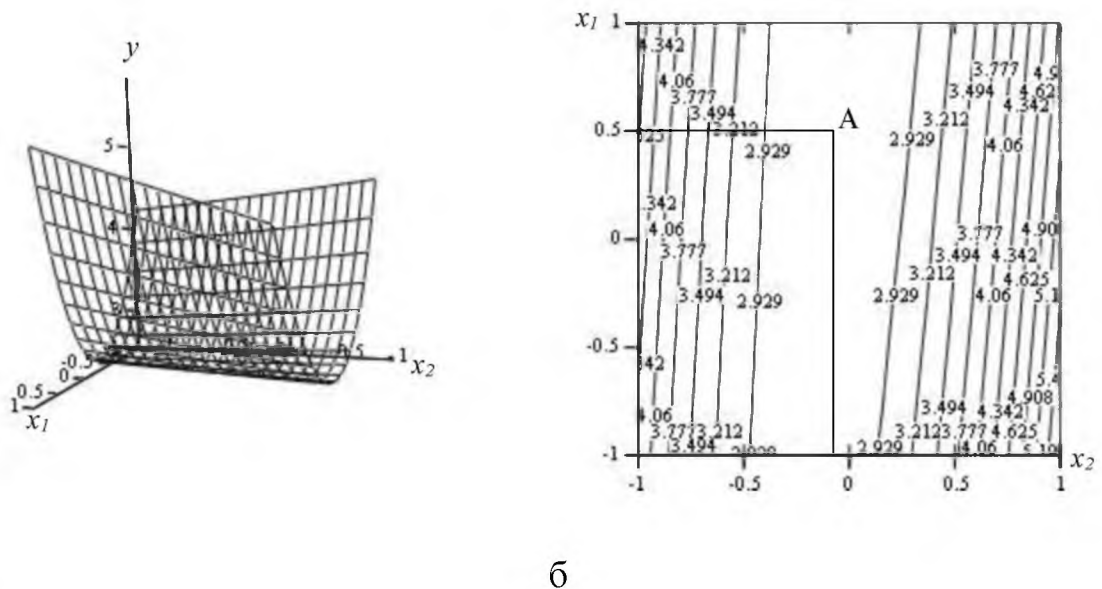


Рисунок. 4.3 – Поверхня відгуку (а) та проєкція поверхні відгуку на площину X_1X_2 (б)

Аналізуючи поверхню відгуку, бачимо, що на цьому інтервалі розглядуваних факторів крок між голками мало впливає на зміну зміщення стеблової стрічки. Тому крок вибираємо такий, щоб за довжини паса 2200 мм число голок було кратне цілому числу. Цю умову задовольняє число голок 16 з кроком встановлення 137,5 мм. Переходячи до кодованого

значення (Додаток В) $x_2 = \frac{X_2 - X_{2o}}{X_2} = \frac{137,5 - 135}{5} = 0,5$. Для цього рівня

фактора x_2 найменше значення зміщення стрічки y буде за x_1 рівним $-0,08$

(рис. 4.4, б – т. А). Переходимо до натурального значення $X_1 = x_1 \cdot \Delta X_1 + X_{10} =$
 $= -0,08 \cdot 0,05 + 0,95 = 0,946$. Отже визначений ступень стиску стрічки
оптимальний.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

За результатами проведених досліджень отримані наступні висновки:

1. Проведено адаптування способів збирання льону до погодних умов збиральня на основі створення універсальної льонозбиральної машини зі змінними бральним і підбирально-повертальним пристроями, яка дає змогу реалізувати переваги як комбайнового, так і роздільного способів збирання залежно від погодних умов.
2. Обґрунтовано функціональну та принципovu схеми льонозбиральної машини зі змінними бральним і підбирально-повертальним пристроями.
3. Функціональний аналіз чинних бральних та підбирально-повертальних пристроїв уможливив обґрунтування вибору ефективних конструкцій змінних брального та підбирально-повертального пристрою, які уможливлюють якісне виконання відповідних процесів.
4. Для реалізації альтернативних технологій збирання льону на основі комбайнового та роздільного способів розроблено конструкцію льонозбиральної машини зі змінними бральним та підбирально-повертальним пристроями, яка складається з постійних і змінних механізмів.
5. На основі функціонально-структурного аналізу обґрунтовано просторове розміщення змінних пристроїв на льонобральній машині, а також узгоджені режими їх роботи на основі підбору діаметрів ведучих шківів. Зокрема, обґрунтовано, що максимальна частота обертання ведучих шківів становить $38,8 \text{ с}^{-1}$, а їх радіус має становити: для брального пристрою – 72,5 мм, для підбирально-повертального пристрою – 90 мм.
6. Для якісного виконання процесу брання та транспортування стрічки льону за допомогою брального пристрою з поперечними ривчачками розкрито явище взаємодії між елементами пасової передачі з декількома ведучими шківками, яке дало змогу визначити завантаження ведучих шківів та умову передачі руху.

7. На основі силового та енергетичного розрахунків пасової передачі брального пристрою виведені формули, які дають змогу відповідно визначити колову силу довгого та короткого пасів і потрібну потужність на їх привод, яка залежно від режиму роботи машини та властивостей стеблостою, знаходиться в межах 2,5...3,1 кВт.
8. Обґрунтована система диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху стебла льону з вивідного ривчака в канал поперечного транспортера дала змогу вивести залежності між координатами траєкторії польоту та часом руху стебла, на основі яких аналітично розрахована відстань між вивідним ривчаком та ланцюгом поперечного транспортера – $l = 75$ мм.
9. На основі порівняння результатів експериментального дослідження тиску у поперечних бральних ривчаках з теоретичними даними встановлено, що значення тиску більше для робочого режиму, ніж для холостого. Найбільша різниця між експериментальними і теоретичними дослідженнями становить 5,2%. Це підтверджує вірогідність аналітичних залежностей.
10. Виконання планового двофакторного експерименту дало змогу встановити залежність величини зміщення стеблової стрічки у повертальному механізмі підбирально-повертального пристрою від ступеня її стиску та кроку між голками на пасі, на підставі якої визначено оптимальні значення: ступеня стиску – 0,946; кроку між голками – 137,5 мм. Експериментально визначено, що на очищення шківів впливає зазор між чистиком та шківом, а на самоочищення чистика впливає кут встановлення чистика. Щоб забезпечити краще очищення, зазор має бути в межах 0,5... 1,0 мм, а кут встановлення чистика повинен бути в межах $105^\circ \dots 110^\circ$.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Булгаков В.М., Горбовий А.Ю., Кромер К.Г. Сучасні підходи до вирощування і переробки льону у Західній Європі // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 8. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. – 2001. – С.19–24.
2. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські та меліоративні машини / Д. Г. Войтюк, В. О. Дубровін, Т. Д. Іщенко. – К. : Вища освіта, 2004. – 544 с.
3. Дацюк Л.М. Механізація комбайнового і роздільного способів збирання льону / Л.М. Дацюк, Г.А. Хайліс, С.Ф. Юхимчук.–Луцьк: ЛНТУ, 2012.–138 с.
4. Дідух В.Ф. Технології вирощування, збирання та переробки льону-довгунця: навч. посіб. / В.Ф. Дідух, С.Й. Ковалишин, І.М. Дударєв, І.В. Тараймович. – Львів: Львівський НАУ, 2013. – 324 с
5. Дударєв І.М. Теоретичні основи модернізації машин для виробництва льону: монографія / І.М. Дударєв. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2015. – 268 с.
6. Карпець І.П. Інтенсивна технологія вирощування льону-довгунця. – К.: Урожай, 2015. – 112 с.
7. Кваліфікаційна робота магістра [Текст] : методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра для здобувачів другого (магістерського) рівня освітньо-професійної програми «Агроінженерія» галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство спеціальності 208 Агроінженерія денної та заочної форм навчання / уклад. В.В. Сацюк, Р.В. Кірчук, Л.Ю. Забродоцька. – Луцьк : Луцький НТУ, 2020. – 60 с.
8. Дацюк Б.Л., Юхимчук С.Ф. Тези III студентської науково-технічної конференції «Сучасні технології у агровиробництві та природокористуванні». Луцьк: – 2023. –Факультет аграрних технологій та екології, Луцький НТУ. – С. 53–54.
https://drive.google.com/drive/folders/1_7LsIpDoFT0zzyvAvYXwZEM7Ee9PmgsX?usp=sharing

9. Палеха Ю. І. Основи науково-дослідної роботи: [навч. посіб.] / Ю. І. Палеха, Н. О. Леміш. – К. : Видавництво Ліра-К, 2013. – 336 с.
10. Пат. 22515А Україна, МКл А01D45/06. Машина для збирання льону: Хайліс Г.А., Божидарник В.В., Горбовий А.Ю., Юхимчук С.Ф., Довгополюк В.Ф., Дацюк Л.М., Клекоць Л.І., Ужегова О.А., Цикалюк Ю.О., Рудий С.М. (Україна) – № 97031357; Заявл. 25.03.97; Опубл. 17.03.98, Бюл. № 6. – 5 с.
11. Хайліс Г.А. Механіка рослинних матеріалів / Г.А. Хайліс, Ю.В. Федорусь. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – 302 с.
12. Хайліс Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин: Навч. посібник. – Київ: Вид-во УСГА, 1992. – 240 с.
13. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навчальний посібник. – К.: НМК ВО, 2012. – 320 с.
14. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
15. Юхимчук С.Ф. Методика польового досліду [Текст]: Конспект лекцій для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» галузі знань 13 механічна інженерія спеціальності 133 Галузеве машинобудування денної та заочної форми навчання/ уклад. С.Ф. Юхимчук. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019. –104 с.
16. Юхимчук С.М., Толстушко М.М., Юхимчук С.Ф. Аналіз бральних апаратів льнозбиральних машин. Збірник наукових праць VI Міжнародної науково-технічної конференції з проблем вищої освіти і науки ТК-2020 “Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів”, 2-4 червня 2020 р. Луцьк: Луцький НТУ, 2020. С. 126 – 127.
17. Depoortere [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.depoortere.be/>. – Title from the screen.
18. Horbowyj A.J. Vorbedingungen der schaffung einsparender technologien im leindau // Ukrainian-Austrian symposium “Agriculture: science and practice”.

Collection of abstracts. – Lviv (Ukraine). – 2016. – P. 50 – 51.

19. Union. Flax harvesting machines [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.unionmachines.com/functions/list.asp?Lid=2&pnav=; 2;9>. – Title from the screen.

20. Vanot J. La passion le lin. – Notre Dame de Gravenchon: Corlet, 2013. – 72 p.

21. Vlamalin. Flaxmachinery [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.vlamalin.be/>. – Title from the screen.

ДОДАТКИ

Додаток А

Засоби механізації збирання льону-довгунцю



Рис. А.1. Льонозбиральна машини з розробленим бральним пристроєм (варіант для комбайнового збирання)



Рис. А.2. Льонозбиральна машини з розробленим підбирально-повертальним пристроєм (варіант для роздільного збирання)



Рис. А.3. Льонозбиральний комбайн ЛК-4Б



Рис. А.4. Льонозбиральний комбайн КЛС-1,7 (Білорусія)



Рис. А.5. Льнозбиральний комбайн «Русич»



Рис. А.6. Льнозбиральний комбайн фірми Union (Бельгія)

Додаток Б

Вплив відношення величини зазору між прутками і пасом до товщини стеблової стрічки тобто ступеня стиску $\nu = \frac{\Delta}{h_{cm}}$ та кроку між голками транспортувального паса t_n на зміщення стеблової стрічки y

***** МФК5 5 *****

ПЛАН 2-ФАКТОРНОГО ДОСЛІДУ ДЛЯ

№	РІВНІ ФАКТОРІВ		ЗНАЧЕННЯ ВІДГУКІВ		
1	-1,00	-1,00	4,400	4,000	3,900
2	1,00	-1,00	5,800	5,500	5,300
3	-1,00	1,00	4,700	5,200	5,100
4	1,00	1,00	5,400	5,100	4,800
5	-1,00	0,00	4,200	4,700	4,400
6	1,00	0,00	5,200	5,400	5,600
7	0,00	-1,00	3,400	3,200	2,900
8	0,00	1,00	2,000	2,300	2,500
9	0,00	0,00	2,900	2,500	2,700

Коефіцієнти рівняння регресії:

0-ий коеф. = 2,700	T-кр. = 32,4000
1-ий коеф. = 0,4167	T-кр. = 5,0004
2-ий коеф. = -0,0722	T-кр. = 0,8664
1 1-ий коеф. = 2,2167	T-кр. = 26,6004
2 2-ий коеф. = 0,0167	T-кр. = 0,2004
1 2-ий коеф. = -0,3333	T-кр. = 3,9996

Степінь вільності для T-кр. = 18

Дисперсія адекватності = 0,1471

Дисперсія відтворення = 0,0626

F-критерій при 3,18 степенях вільності = 2,3511

Рис. Б.1. Результати обчислень, отримані за програмою "PLAN"

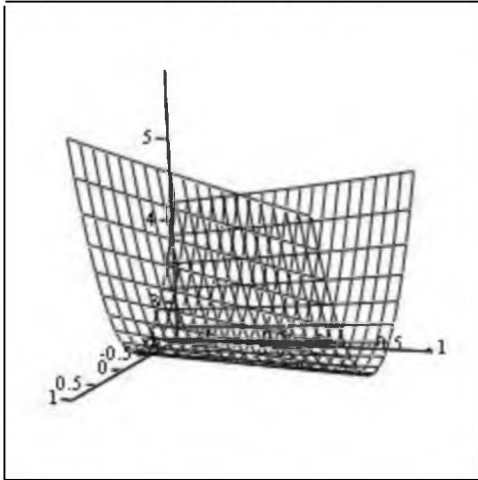
Додаток В

Використовуючи можливості комп'ютерного забезпечення MatCAD за отриманим рівнянням регресії (4.1) будуємо поверхню відгуку та проєкції двомірних січень поверхні відгуку на площину x_1x_2 .

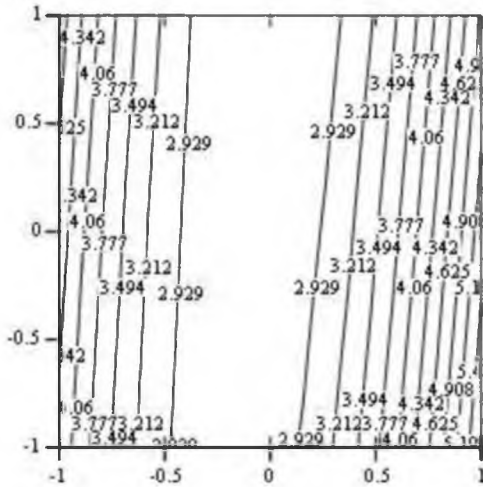
```
x1 := -1..1    x2 := -1..1
```

```
y(x1,x2) := 2.7 + 0.4167 · x1 - 0.0722 · x2 + 2.2167 · x12 + 0.0167 · x22 - 0.3333 · x1 · x2
```

```
M := CreateMesh(y, -1, 1, -1, 1)
```



M

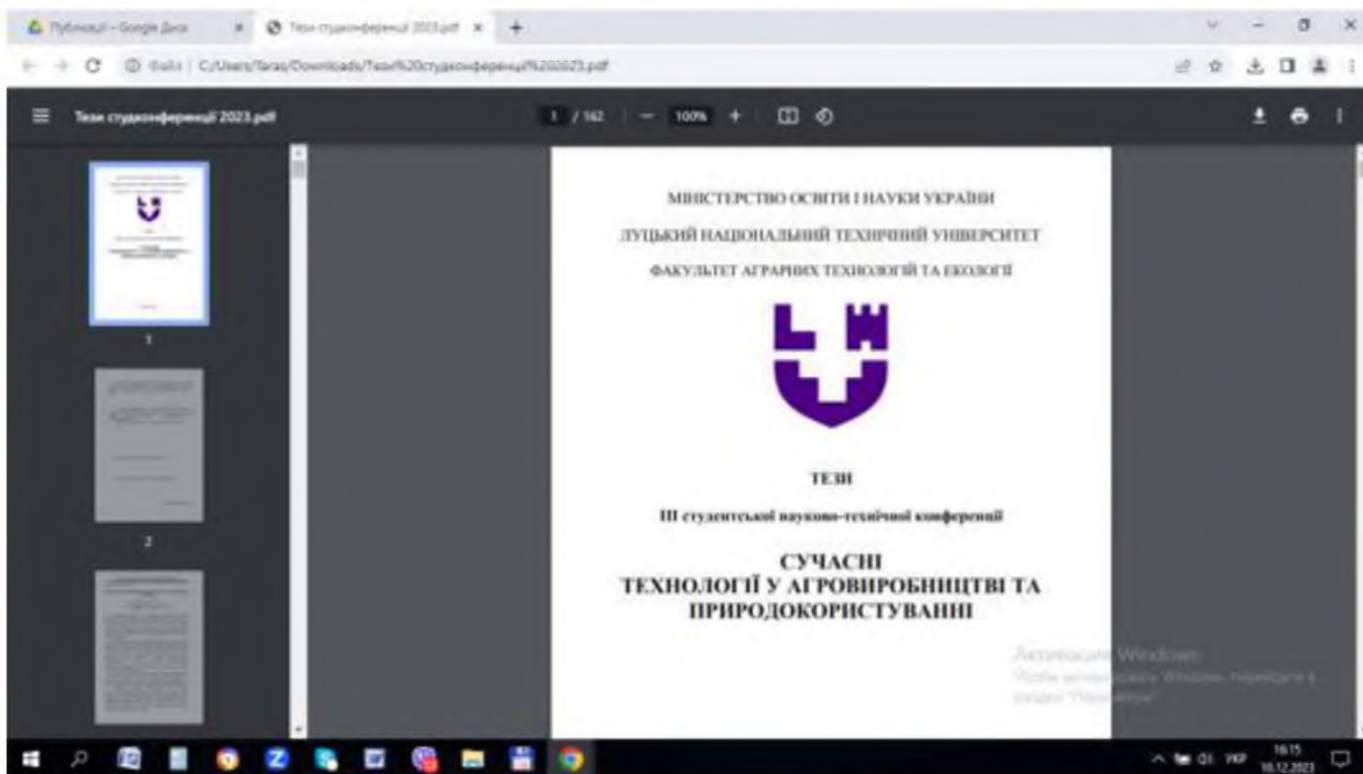


M

Додаток Г

Тези ІІІ студентської науково-технічної конференції «Сучасні технології у агровиробництві та природокористуванні». Луцьк: – 2023. – Факультет аграрних технологій та екології, Луцький НТУ. – С. 53–54

https://drive.google.com/drive/folders/1_7LsIpDoFT0zzyvAvYXwZEM7Ee9PmgsX?usp=sharing



Додаток Д

Принципова схема льонозбиральної машини

