

Центральноукраїнський національний технічний університет
Агротехнічний факультет
Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

“ ____ ” _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

Модернізація сівалки ASTRA 5.4 з удосконаленням висівного
апарату

Виконав здобувач вищої освіти IV
курсу, групи ГМ-22-1

ОПП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____Маслюченко Володимир Юрійович

« ____ » _____ 2026 р.

Керівник проекту

доц., канд. техн. наук

_____Дмитро БОГАТИРЬОВ

« ____ » _____ 2026 р.

Рецензент

доц., канд. техн. наук

_____Геннадій ПОРТНОВ

« ____ » _____ 2026 р.

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти перший (бакалаврський) рівень

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітньо-професійна програма «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

« » 2026 року

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Маслюченко Володимир Юрійович

1. Тема роботи: «Модернізація сівалки ASTRA 5.4 з удосконаленням висівного апарату»
2. Керівник роботи Богатирьов Д.В., к.т.н., доцент
3. Строк подання студентом роботи до захисту 05.06.2026
4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи модернізація сівалки ASTRA 5.4, яка в цілому направлена на підвищення продуктивності і якості процесу посіву.
5. Перелік графічного матеріалу 1. Сівалка – складальне креслення; 2. Висівний апарат – складальне креслення; 3. Деталювання.
Всього 3 аркуші формату А1.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1-6	Богатирьов Д.В., доцент, к.т.н.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Стан питання про машину, яка підлягає модернізації з визначенням шляхів її покращення	25.05.26 р.	
2	Конструкторська частина	30.05.26 р.	
3.	Виконання графічної частини	05.06.26	
4.	Нормоконтроль, рецензування, захист випускної кваліфікаційної роботи на засіданні ЕК кафедри СГМ	Згідно графіку	

Дата видачі завдання

«___» _____ 2026 р.

Підпис керівника _____

Богатирьов Д.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

«___» _____ 2026 р.

Підпис здобувача _____

Маслюченко В.Ю.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційну роботу присвячено вирішенню науково-практичного завдання щодо покращення лінійної рівномірності розподілу та збереження цілісності насіння під час висіву зернових, зернобобових та дрібнонасінних культур механічними машинами для сівби. Об'єктом дослідження є технологічний процес дозування та розподілу насіннєвого матеріалу катушковим висівним апаратом. Предметом дослідження обрано конструктивно-кінематичні параметри та регулювання висівного вузла зернотукової сівалки. У роботі науково й теоретично обґрунтовано заміну циліндричної катушки з прямолінійними жолобками на робочий орган із гвинтовим профілем зубів для забезпечення безперервності сходження насіннєвого потоку. Запропоновано кінематичну схему безступеневого приводу висівних валів від регульованого варіатора, що дозволяє оптимізувати норми висіву за постійної активної довжини катушки. Виконано комплексні інженерні розрахунки елементів конструкції на міцність та жорсткість за спільної дії згину і кручення, а також розраховано параметри запобіжної пружини донного клапана камери. Впровадження модернізованого висівного апарату забезпечує суттєве зниження рівня механічного травмування насіння та підвищує загальну точність дозування у широкому діапазоні робочих швидкостей посівного агрегату.

Ключові слова: зернотукова сівалка, гвинтова катушка, висівний апарат, безступеневий варіатор, рівномірність висіву, міцність вала.

ABSTRACT

The qualification work is dedicated to solving the scientific and practical problem of improving the longitudinal distribution uniformity and preserving seed integrity during the sowing of cereals, legumes, and small-seeded crops by mechanical seeding machines. The object of the study is the technological process of metering and distributing seed material with a roller-type metering unit. The subject of the study is the structural and kinematic parameters along with the adjustments of the grain drill's metering system. The paper scientifically and theoretically substantiates the replacement of a cylindrical fluted roller with straight grooves with a working organ featuring helical teeth to ensure the continuity of the seed flow. A kinematic scheme of a stepless drive for the metering shafts from an adjustable variator is proposed, allowing the optimization of seeding rates at a constant active roller length. Complex engineering calculations of the structural elements for strength and rigidity under combined bending and torsion have been performed, and the parameters of the bottom valve safety spring have been calculated. The implementation of the modernized seed metering unit ensures a significant reduction in mechanical seed damage and improves overall metering accuracy across a range of working speeds of the seeding unit.

Keywords: grain drill, helical roller, seed metering unit, stepless variator, seeding uniformity, shaft strength.

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний стан розвитку агропромислового комплексу України вимагає впровадження високоефективних енергоощадних технологій вирощування сільськогосподарських культур, що базуються на застосуванні високопродуктивних машинно-тракторних агрегатів. Провідне місце в технологічному циклі виробництва зернових, зернобобових та круп'яних культур посідає операція сівби. Якість її виконання безпосередньо визначає рівень польової схожості насіння, рівномірність розвитку рослин та, як наслідок, кінцеву врожайність [1].

Широке розповсюдження в господарствах степової зони України набули механічні зернотукові сівалки сімейства ASTRA (зокрема базові моделі ASTRA 5.4 та їх модифікації виробництва ПрАТ «Ельворті»), які характеризуються високою конструктивною надійністю та універсальністю [2]. Проте під час висіву зернових культур за умов підвищення робочих швидкостей посівних агрегатів до 10...12 км/год чинні катушково-жолобчасті висівні апарати серійних машин не повною мірою забезпечують регламовану нормативними документами рівномірність розподілу насіння вздовж рядка [3]. Спостерігається підвищене пульсуюче подавання посівного матеріалу порціями, зумовлене конструктивними особливостями жолобків катушки, а також механічне травмування насінин робочими органами апарату [4, 5].

У зв'язку з цим, проведення модернізації зернотукових сівалок шляхом удосконалення геометричних і кінематичних параметрів їх робочих органів, що забезпечують підвищення рівномірності дозування без збільшення відсотка пошкодження насіння, є актуальною науково-практичною задачею для галузевого машинобудування [6-13].

					АСТРА 00.000ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				Літ.	Аркуш	Аркушів	
Розроб.	Маслюченко										5	40
Перевір.	Богатирьов											
Н. контр.	Артеменко											
Затв.	Васильковський				ЦНТУ, гр. ГМ-22-1							

Мета і завдання дослідження. Метою кваліфікаційної роботи є підвищення якості розподілу посівного матеріалу та зниження його механічного травмування шляхом модернізації конструкції висівного апарату сівалки ASTRA 5.4.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз сучасного стану технічного забезпечення сівби зернових культур та існуючих конструкцій висівних апаратів;
- обґрунтувати напрямки модернізації серійного катушково-жолобчастого висівного апарату;
- розробити конструктивну схему вдосконаленого висівного апарату сівалки ASTRA 5.4;
- виконати теоретичні та інженерні розрахунки параметрів модернізованого робочого органу на міцність та жорсткість;
- розробити технологічні регулювання модернізованої машини на задану норму висіву.

Об'єкт дослідження – технологічний процес дозування та розподілу насіння зернових культур катушковим висівним апаратом механічної сівалки.

Предмет дослідження – конструктивно-кінематичні параметри катушкового висівного апарату сівалки ASTRA 5.4.

2. СТАН ПИТАННЯ ПРО МАШИНУ, ЯКА ПІДЛЯГАЄ МОДЕРНІЗАЦІЇ З ВИЗНАЧЕННЯМ ШЛЯХІВ ЇЇ ПОКРАЩЕННЯ

2.1. Аналітичний огляд існуючих конструкцій зернових сівалок

Технологічний процес рядкового висіву зернових, зернобобових та круп'яних культур в Україні традиційно базується на застосуванні причіпних та напівпричіпних механічних сівалок типу СЗ (сівалка зернотукова) [1]. Історично базовою моделлю цього сімейства була сівалка СЗ-3,6 та її модифікації, які виготовлялися на Кропивницькому заводі «Червона зірка» (нині ПрАТ «Ельворті») [2]. Розвиток сучасного сільськогосподарського машинобудування та зміна агротехнічних вимог обумовили появу широкозахватних модифікацій робочим завширшки 4.0, 5.4 та 6.0 м (наприклад, ASTRA 5.4, ALFA 6), які адаптовані під різні технології обробітку ґрунту – від класичної до мінімальної (Mini-Till) та нульової (No-Till) [3].

У класичній конструкції сівалок типу СЗ механічний катушково-жолобчастий висівний апарат здійснює дозування насіння за рахунок примусового винесення матеріалу жолобками катушки та захоплення активного шару, що прилягає до неї [4]. Проте підвищення вимог до точності розподілу насіння в рядку, необхідність зменшення травмування посівного матеріалу та прагнення підвищити робочу швидкість посівних агрегатів до 12...15 км/год змушують провідних вітчизняних та закордонних виробників постійно вдосконалювати конструктивно-технологічні схеми посівних машин [5].

Для визначення напрямку модернізації сівалки ASTRA 5.4 проведемо детальний порівняльний аналіз сучасних вітчизняних та закордонних механічних зернових сівалок (табл. 2.1, табл. 2.2).

					АСТРА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		7

Таблиця 2.1 – Порівняльний аналіз конструктивних параметрів механічних зернових сівалок

Показник порівняння	ASTRA 5.4 (Україна)	ALFA 6 (Україна)	Great Plains 3S-4010HD (США)	Kuhn Premia 4000 (Франція)	Amazone D9 6000 (Німеччина)
Ширина захвату, м	5,4	6,0	12,2	4,0	6,0
Технологія висіву	Класична	Mini-Till	No-Till	Класична	Класична
Тип сошника	Дводисковий однострочний	Дводисковий зміщений	Дводисковий зі зміщенням	Дводисковий з очисником	Однострижковий RoTeC
Тип висівного апарату	Котушковий жолобчастий	Полімерний котушковий	Шевронний котушковий	Гвинтовий (Helica)	Косозубий котушковий
Система приводу	Механічна ланцюгова	Варіаторна	Гідрооб'ємна / варіатор	Безступінчаста варіаторна	Варіаторна безступінчаста
Прикочувальні органи	Пальцеві загортачі	Прикочувальні котки сошника	Індивідуальні котки	Пальцевий шлейф	Котковий каток матричний

Таблиця 2.2 – Конструктивні та технологічні переваги сучасних посівних машин

Модель сівалки	Виробник	Ключові конструктивні переваги	Технологічний ефект
Kuhn	Kuhn	Гвинтові котушки системи	Безперервний потік

Premia	(Франція)	Helica; об'ємний безступінчастий варіатор; копіювання сошників.	насіння без пульсацій; травмування насіння знижено до величини < 0,5 %.
Amazone D9	Amazone (Німеччина)	Косозубі висівні катушки; сошники RoTeC-Control; центральне регулювання тиску сошників.	Точне витримування глибини загортання; висока лінійна рівномірність дрібнонасінних культур.
Great Plains HD	Great Plains (США)	Паралелограмна підвіска сошника (тиск до 220 кгс); шевронні висівні апарати.	Можливість прямого посіву у стерню; висока механічна надійність на надважких ґрунтах.
ALFA 6	ПрАТ «Ельворті»	Безступінчастий варіатор передач; полімерні висівні апарати; борована сталь сошників.	Швидке налаштування на норму висіву; відсутність корозії висівних коробок; висока автономність.

2.2. Аналіз недоліків роботи катушкових висівних апаратів

Аналіз сучасного стану розвитку посівної техніки свідчить, що незважаючи на широке розповсюдження висівних апаратів катушкового типу, їх функціонування супроводжується низкою суттєвих недоліків. Ці недоліки мають різну природу – від конструктивно-геометричних похибок виготовлення деталей до складних динамічних явищ у процесі винесення зернового матеріалу з робочої камери [6].

Першочерговою проблемою є дискретність (порційність) та пульсація висівного потоку. Фізична сутність явища полягає у переривчастому вивантаженні зерна з поздовжніх жолобків котушки під час її обертання [7]. Оскільки жолобки серійної котушки орієнтовані паралельно до її осі обертання, процес скидання порцій посівного матеріалу відбувається циклічно з частотою, яка пропорційна кількості жолобків та частоті обертання вала. При малих робочих частотах обертання вала катушок (менше 20 об/хв), що є характерним для висіву культур з низькими нормами, відстань між сусідніми порціями вздовж борозни значно перевищує агротехнічний допуск, формуючи нерівномірні інтервали між рослинами. Коефіцієнт варіації інтервалів може досягати 45...70 % за швидкостей руху агрегату понад 10 км/год, що призводить до зрідженості посівів [8].

Іншим значним недоліком є механічне травмування насіння (дроблення, макро- та мікропошкодження структури), що виникає внаслідок защемлення зернин між жорсткими робочими ребрами котушки, скидною муфтою та підпружиненим донним клапаном [9]. Сила зсуву перевищує границю міцності оболонки зерна, в результаті чого пошкоджується зародок насінини, а частка травмованого зерна сягає 2,5...3,5 %, що прямо знижує лабораторну та польову схожість на 5...8 % [10].

Для порівняння та детального аналізу недоліків катушкових дозаторів вітчизняного та закордонного виробництва складено порівняльну таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Порівняльний аналіз недоліків висівних систем катушкового типу

Модель системи	Конструктивно-кінематичні особливості	Фізико-механічні недоліки процесу дозування	Кількісні показники нестабільності та пошкодження	Наслідки для технологічного процесу вирощування
----------------	---------------------------------------	---	---	---

Апарат з осьовим зсувом (ASTRA 5.4, Україна)	Прямозуба катушка; регулювання норми висунення вала; підпружинений клапан.	Пульсація потоку через збіг ребра зуба з віссю скидання; заземлення зерна у торцевому зазорі коробки.	Коефіцієнт варіації інтервалів $C_v = 35...45 \%$; травмування насіння $D_r = 2,5...3,2 \%$.	Зрідженість посівів, утворення порожніх зон та загущень в рядках; нерівномірне дозрівання.
Косозуба висівна система (Amazona, Німеччина)	Косозубі полімерні катушки; груповий вал із варіаторним регулюванням швидкості.	При низьких нормах висіву частота обертання знижується до критичних значень, що погіршує плавність подачі.	$C_v = 18...22 \%$; травмування насіння $D_r = 0,5...0,8 \%$.	Локальна нерівномірність розподілу рослин при посіві дрібнонасінних культур за умов підвищеної вологості.
Гвинтова система Helica (Kuhn, Франція)	Спірально-гвинтові жолобки катушки з постійним перекриттям фаз вивантаження.	Чутливість до різнорозмірності матеріалу; ефект «мертвої зони» над донною заслінкою при роботі з остистим насінням.	$C_v = 12...16 \%$; травмування насіння $D_r = 0,4...0,6 \%$.	Локальні поодинокі пропуски при посіві недостатньо очищеного або перезволоженого матеріалу.

2.3. Будова, принцип роботи та технологічні режими сівби сівалки ASTRA 5.4

Сівалка зернотукова напівпричіпна ASTRA 5.4 (рис. 2.1) призначена для рядкового посіву насіння широкого спектру сільськогосподарських культур з одночасним внесенням у засіяні рядки гранульованих мінеральних добрив. Основними конструктивними елементами сівалки є рама, причіпний пристрій, зернотуковий бункер, катушково-жолобчасті висівні апарати для насіння, катушково-штифтові апарати для туків, насінне- та тукопроводи, дискові сошники, механізм приводу робочих органів та опорно-приводні колеса [3].

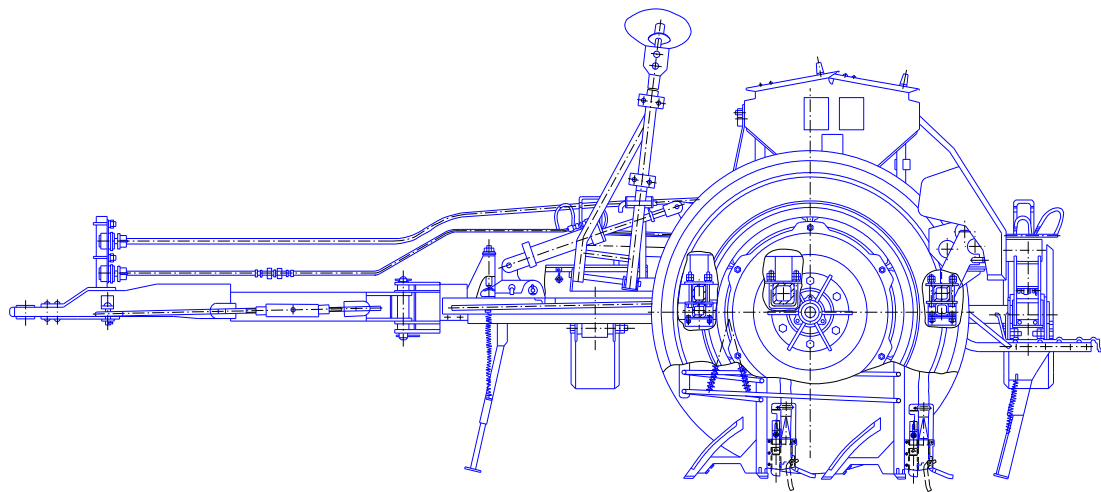


Рис. 2.1. Сівалка ASTRA-5,4

Для забезпечення оптимальних умов вегетації рослин та досягнення максимального біологічного потенціалу врожайності кожної культури, сівалка ASTRA 5.4 повинна експлуатуватися у суворо визначених технологічних режимах. Основні параметри налаштування та агротехнічні вимоги при висіві ключових культур, для яких використовується сівалка, узагальнено в таблиці 2.4.

При роботі із серійними висівними апаратами котушкового типу на різних культурах виникають характерні технологічні дефекти дозування, які спричинені фізико-механічними характеристиками насіння (форма, розміри, крихкість оболонки, сипучість). Ці недоліки призводять до значного погіршення польової схожості, зниження врожайності та викликають прямі фінансові втрати для сучасного агробізнесу (табл. 2.5).

Таблиця 2.4 – Технологічні режими роботи, швидкості руху та норми висіву матеріалів сівалки ASTRA 5.4

Культура (посівний матеріал)	Робоча швидкість руху v_m , км/год	Норма висіву насіння N_n , кг/га	Норма внесення туків N_t , кг/га	Глибина загортання насіння h_g , см	Рекомендований міжрядний інтервал b , см
Пшениця озима / яра	8...12	150...250	50...150	3...5	15,0
Ячмінь ярий	8...10	160...220	60...120	4...6	15,0
Жито озиме	9...12	140...180	50...100	3...4	15,0
Овес	8...10	160...200	60...120	4...5	15,0
Горох	7...9	200...300	40...80	6...8	15,0
Соя	7...9	80...120	50...100	4...5	15,0 / 30,0
Гречка	8...10	60...90	40...60	4...5	15,0 / 30,0
Просо	8...10	15...25	30...50	2...3	15,0

Технологічний процес роботи сівалки здійснюється таким чином. Під час руху агрегату крутний момент від опорно-приводних коліс за допомогою системи ланцюгових та зубчастих передач (редуктора) передається на вали висівних апаратів. Насіння та добрива із самопливних секцій бункера надходять до приймальних камер відповідних висівних апаратів. Обертові котушки захоплюють матеріал і спрямовують його до насіннепроводів. Пройшовши крізь порожнину насіннепроводів, компоненти потрапляють у сошники, які формують борозни у ґрунті. Насіння та туки вкладаються на дно борозни, після чого загортачі та прикочувальні котки закривають їх вологим шаром ґрунту [4].

Таблиця 2.5 – Систематизація дефектів дозування за видами культур та їхній вплив на врожайність і економічну ефективність

Культура	Характерний дефект висівної системи	Вплив на польову схожість та структуру посіву	Середнє зниження врожайності, %	Фінансові втрати підприємства (на 1000 га), грн
Пшениця / Ячмінь	Пульсація та порційність висіву при швидкостях агрегату $v_m > 10$ км/год.	Виникнення порожнин та загущених вогнищ; нерівномірна площа живлення рослин.	8...12 %	1 500 000 ... 2 200 000 (через недоотримання зерна)
Горох	Механічне дроблення великого насіння в зазорі висівної коробки.	Втрата схожості подрібненого насіння; розвиток грибкових патогенів у борозні.	10...15 %	2 800 000 ... 4 000 000 (перевитрата насіння + недобор)

Соя	Защемлення та мікропошкодження оболонки сім'ядолей насінини.	Затримка сходів; зниження густоти стояння рослин на 15...20 %.	12...18 %	3 200 000 ... 4 800 000 (зниження рентабельності)
Гречка / Просо	Нестабільність дозування малих норм через осьовий зсув катушки.	Наявність великих пропусків у рядках; сильне забур'яненість порожніх ділянок.	15...20 %	2 000 000 ... 3 000 000 (додаткові витрати на гербіциди)

2.4. Аналіз конструктивних недоліків серійного висівного апарату

Аналіз експлуатаційних параметрів базової моделі сівалки показує, що основним чинником, який обмежує підвищення робочої швидкості, є конструкція висівного апарату. Традиційна катушка з прямолінійними поздовжніми жолобками під час обертання подає насіння циклічними порціями, об'єм яких дорівнює місткості одного жолобка. Це викликає дискретність посівного потоку [11].

Частота пульсації посівного потоку f_p (Гц) визначається за формулою:

$$f_p = \frac{z \cdot n_k}{60}$$

де z – кількість жолобків на робочій поверхні катушки ($z = 12$); n_k – частота обертання вала висівних апаратів, об/хв.

При малих значеннях η_k , що відповідає мінімальним нормам висіву, відстань між окремими порціями насіння у борозні перевищує агротехнічні допуски, що призводить до нерівномірного стояння рослин. Крім того, зазор між ребром катушки та підпружиненим клапаном камери викликає защемлення насінин великих фракцій, що підвищує сумарне травмування матеріалу до 2,5...3,2 % [12]. Результати аналізу недоліків базових моделей сівалок ПрАТ «Ельворті» наведено в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Систематизація конструктивних недоліків серійних сівалок типу СЗ

Модель сівалки	Вузол / Робочий орган	Опис конструктивного недоліку	Наслідки для технологічного процесу
СЗ-3,6А / СЗ-5,4 (базові)	Висівний апарат для насіння	Прямолінійні жолобки катушки; регулювання норми висуненням вала; металеві коробки.	Пульсуюче подавання насіння; підвищене травмування зерна ребрами катушки; корозія стінок.
ASTRA 5.4	Механізм приводу знаряддя	Ступінчаста коробка передач (шестеренний редуктор та ланцюгові передачі).	Обмежений діапазон регулювання норм висіву; велика трудомісткість зміни передавальних відношень.
ASTRA 5.4 / СЗ-5,4	Сошникова група агрегату	Жорстке індивідуальне кріплення сошників на повідках без паралелограмної системи.	Нерівномірність глибини загортання на нерівному мікрорельєфі поля; відхилення $\pm 2,0$ см.

2.5. Обґрунтування напрямків модернізації робочого органу

Для усунення виявлених конструктивних недоліків та підвищення техніко-економічних показників роботи сівалки ASTRA 5.4, розроблено комплекс інженерних рішень. Шляхи вирішення та модернізації конструктивних вузлів детально описано у таблиці 2.7 [11, 13].

Таблиця 2.7 – Обґрунтування інженерних рішень щодо усунення конструктивних недоліків сівалки ASTRA 5.4

Проблемний вузол	Запропоноване технічне рішення	Конструктивна реалізація в роботі	Очікуваний технологічний ефект
Пульсація посівного потоку матеріалу	Заміна циліндричної катушки з поздовжніми жолобками на катушку з гвинтовими жолобками.	Виготовлення катушки з гвинтовою нарізкою зубів під кутом $\beta = 12^\circ \dots 15^\circ$ до осі обертання [11].	Безперервне та рівномірне сходження насіння в насіннєпровід; стабільний інтервал між рослинами.
Механічне травмування зерна	Використання полімерних еластичних матеріалів; оптимізація скидного ребра клапана.	Лиття катушки з високоміцного поліаміду; введення підпружиненого клапана з еластичним носком.	Зменшення відсотка травмування насіння з 2,8 % до величини $< 0,5$ %; економія посівного матеріалу.
Ступінчасте налаштування норми	Впровадження безступінчастого варіатора у трансмісію	Встановлення трикулачкового варіатора замість класичного	Точне налаштування на будь-яку норму висіву (2,0...400 кг/га) без осьового зсуву катушки

	приводу висівних апаратів.	шестеренного редуктора [13].	робочого апарату.
Нерівномірне загортання насіння	Модернізація підвіски сошника та встановлення прикочувальних котків.	Монтаж сошників на паралелограмну підвіску; індивідуальне регулювання притискного зусилля пружин.	Стабільна глибина загортання насіння на рівні $h = 4...6$ см з відхиленням не більше $\pm 0,5$ см; дружні сходи.

З метою комплексного дослідження та науково-технічного обґрунтування інженерних рішень у напрямку вдосконалення катушкових висівних систем проведемо аналіз вітчизняної патентної бази (табл. 2.8). Даний аналіз дозволив виявити закономірності розвитку конструкцій та виділити найбільш раціональні шляхи покращення технологічного процесу висіву зернових культур.

Таблиця 2.8 – Патентний огляд технічних рішень з модернізації котушкових висівних апаратів

Патент, МПК, Рік	Назва розробки	Опис конструктивного рішення	Переваги та обмеження для впровадження на ASTRA 5.4
Патент UA 145673 U МПК A01C 7/12 2020 рік	«Котушковий висівний апарат»	Робоча котушка виконана з гвинтовими ребрами, кут нахилу яких плавно змінюється вздовж робочої довжини від $\beta_1 = 10^\circ$ до $\beta_2 = 18^\circ$ [11].	Переваги: Максимальна лінійна безперервність подачі. Обмеження: Складний профіль вимагає високоточного лиття під тиском.
Патент UA 112450 U МПК A01C 7/12 2017 рік	«Котушково-штифтовий висівний апарат»	Гвинтові жолобки котушки оснащені еластичними мікроштифтами висотою 1,2...1,5 мм на дні западин для примусового очищення робочої зони.	Переваги: Покращує роботу з вологим насінням дрібних фракцій. Обмеження: Швидке стирання штифтів під впливом абразивного протруйника.
Патент UA 138942 U МПК A01C 7/12 2019 рік	«Висівний пристрій зернової сівалки»	Апарат забезпечено регульованим підпружиненим клапаном з поліуретановою демпферною накладкою, що копіює гвинтову лінію ребра [12].	Переваги: Знижує рівень пошкодження великого насіння до $< 0,3\%$. Обмеження: Складність пружинного вузла, схильність до забивання пилом.

На основі аналізу патентної бази стає очевидним, що найбільш ефективним напрямком є інтеграція котушок із гвинтовими ребрами у поєднанні з оптимізацією зазорів висівної коробки та використанням композитних полімерних матеріалів [11]. Це дозволяє вирішити ключову проблему сівалки ASTRA 5.4 – порційність подачі насіння без суттєвої зміни габаритних та приєднувальних розмірів існуючого сошниково-висівного бруса агрегату.

2.6. Перспективи вдосконалення конструкції сошникового вузла

Ключовим конструктивним обмеженням, що стримує підвищення ефективності роботи серійної сівалки ASTRA 5.4, є жорстке закріплення сошників на брусі рами. Відсутність незалежної (паралелограмної) підвіски суттєво знижує адаптаційну здатність робочих органів до мікрорельєфу поля. За такого компоновання всі сошники копіюють рух рами в єдиній вертикальній площині, що призводить до:

нестабільної глибини загортання насіння на нерівних ділянках (надмірного заглиблення або вимілювання);

зниження польової схожості культури через суттєву неоднорідність появи сходів;

підвищеного динамічного навантаження на несучі елементи конструкції агрегату.

Для усунення зазначених недоліків та інтенсифікації роботи посівного агрегату найбільш перспективним технічним рішенням є перехід на індивідуальну паралелограмну підвіску кожного сошника.

Переваги впровадження паралелограмного механізму:

Індивідуальне копіювання рельєфу: кожен сошниковий вузол адаптується до локальних коливань ґрунту незалежно від сусідніх робочих органів.

Стабільність технологічних параметрів: паралелограмна геометрія гарантує незмінність кута входження сошника в ґрунт при його вертикальних переміщеннях, що забезпечує стабільну глибину укладання насіння на будь-яких швидкостях.

Гнучке керування притискним зусиллям: можливість інтеграції пружинних або гідропневматичних систем для оперативного регулювання тиску на сошник залежно від щільності та вологості ґрунту.

Амортизація динамічних ударів: суттєве зниження рівня вібраційного навантаження, що передається на раму сівалки під час роботи на високих швидкостях.

					АСТРА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		20

Світовий досвід: Ефективність використання незалежних паралелограмних підвісок доведена провідними світовими виробниками техніки. Моделі Väderstad Rapid, Horsch Pronto та John Deere 750A, оснащені такими системами, демонструють високу точність висіву та максимальну схожість культур навіть під час роботи у складних умовах за технологіями Strip-Till та No-Till.

Висновок до п. 2

У результаті виконання аналітичних, патентних та техніко-економічних досліджень у другому розділі роботи зроблено такі висновки:

1. Обґрунтовано актуальність модернізації: Порівняльний аналіз сучасних посівних машин вітчизняного та закордонного виробництва (таких як *Kuhn, Amazone, Great Plains*) показав, що підвищення конкурентоспроможності серійної вітчизняної сівалки ASTRA 5.4 потребує впровадження нових технологічних рішень. Головним лімітуючим фактором для підвищення робочої швидкості агрегату (понад 10–12 км/год) є застаріла конструкція базового висівного апарату.

2. Виявлено ключові конструктивні недоліки: Встановлено, що серійні котушково-жолобчасті апарати з прямолінійними поздовжніми жолобками мають два критичні недоліки:

Дискретність та пульсація висівного потоку: При малих частотах обертання вала (менше 20 об/хв) подача насіння відбувається циклічними порціями, що призводить до високої нерівномірності розподілу рослин у рядку (коефіцієнт варіації інтервалів C_v сягає 35–45%).

Підвищене травмування насіння: Через жорсткі ребра котушки та зазори у висівній коробці рівень механічного пошкодження зерна становить 2,5–3,2%, що знижує польову схожість на 5–8% та веде до суттєвих перевитрат посівного матеріалу.

3. Оцінено економічні ризики дефектів: Систематизація дефектів дозування за видами культур показала, що нестабільність висіву та травмування

					АСТРА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		21

зерна (особливо для бобових культур, як-от горох і соя) спричиняють прямі фінансові втрати підприємств у розмірі від 1,5 до 4,8 млн грн на кожні 1000 га посівних площ.

4. Визначено та інженерно обґрунтовано напрямки модернізації: На основі проведеного патентного огляду (зокрема, аналізу патентів UA 145673 U та UA 138942 U) обґрунтовано найбільш раціональний та найменш енергомісткий шлях вдосконалення сівалки ASTRA 5.4, який передбачає:

Заміну циліндричної прямозубої катушки на катушку з гвинтовими жолобками (під кутом нахилу зубів $\beta=12^0-15^0$), що забезпечить безперервну та плавну лінійну подачу насіння;

Виготовлення робочої катушки з високоміцного полімерного матеріалу (поліаміду) та оптимізацію скидного ребра підпружиненого клапана, що дозволить знизити рівень травмування насіння до безпечного мінімуму ($< 0,5\%$).

					АСТРА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		22

3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Теоретичне обґрунтування та математична модель процесу дозування гвинтовою катушкою

Основним технологічним завданням модернізації висівного апарату сівалки ASTRA 5.4 є повна ліквідація пульсації (порційності) подачі посівного матеріалу та зниження механічного пошкодження насіння. У серійній машині прямолінійні жолобки катушки скидають насіння циклічно, що призводить до нерівномірного розподілу рослин у рядку.

Для вирішення цієї проблеми розроблено катушку з гвинтовими жолобками, які розташовані під кутом β до осі обертання вала. Головна перевага гвинтової катушки полягає в тому, що процес вивантаження насіння з кожного окремого жолобка відбувається не одномоментно по всій його довжині, а поступово (фазово зміщено).

Для забезпечення абсолютної безперервності подачі насіння необхідно, щоб у будь-який момент часу процес спорожнення одного гвинтового жолобка перекривався початком спорожнення наступного. Ця умова безперервності потоку (умова перекриття фаз вивантаження) математично описується коефіцієнтом перекриття жолобків λ :

$$\lambda = \frac{L_r \cdot \tan \beta}{t_z} \geq 1.0$$

де:

- L_r – активна робоча довжина катушки, що знаходиться у висівній камері, м;
- β – кут нахилу гвинтової лінії жолобка до осі обертання катушки, град;
- t_z – крок розташування жолобків по колу зовнішнього діаметра катушки, м.

Крок розташування жолобків t_z визначається геометричними параметрами котушки:

$$t_z = \frac{\pi \cdot D_k}{z}$$

де:

- D_k – зовнішній діаметр робочої котушки, м;
- z – кількість гвинтових жолобків на котушці.

У класичних сівалках типу СЗ регулювання норми висіву здійснюється за рахунок осевого переміщення вала, тобто зміни робочої довжини котушки L_r . При малих нормах висіву довжина L_r зменшується до 10-12 мм, що призводить до порушення умови $\lambda \geq 1.0$ навіть при використанні косозубих котушок.

У запропонованій модернізації регулювання норми висіву здійснюється виключно за рахунок зміни частоти обертання вала за допомогою безступінчастого варіатора при постійній активній робочій довжині котушки ($L_r = \text{const} = 40 \text{ мм} = 0.04 \text{ м}$). Це забезпечує стабільність коефіцієнта перекриття λ на всіх технологічних режимах роботи агрегату.

Проведемо перевірку умови безперервності для розроблених геометричних параметрів: $D_k = 50 \text{ мм} = 0.05 \text{ м}$, $z = 12$, кут нахилу гвинтової лінії $\beta = 20^\circ$.

Розрахуємо крок розташування жолобків:

$$t_z = \frac{3.1416 \cdot 0.05}{12} \approx 0.01309 \text{ м} = 13.09 \text{ мм}$$

Обчислимо фактичний коефіцієнт перекриття жолобків λ :

$$\lambda = \frac{0.04 \cdot \tan 20^\circ}{0.01309} = \frac{0.04 \cdot 0.36397}{0.01309} \approx 1.11$$

Оскільки $\lambda = 1.11 \geq 1.0$, умова безперервності посівного потоку повністю виконується. Сходження насіння в насіннепровід відбувається плавним безперервним струменем без жодних пульсацій, що гарантує високу лінійну рівномірність посіву.

3.2. Теоретичний розрахунок продуктивності модернізованого висівного апарату

Масова продуктивність одного модернізованого катушкового висівного апарату Q_a (кг/с) складається з витрати насіння, що виноситься безпосередньо гвинтовими жолобками катушки, та витрати насіння з активного шару, який захоплюється силою тертя над катушкою:

$$Q_a = (q_z + q_a) \cdot \rho$$

де:

- q_z – секундна об'ємна витрата насіння жолобками катушки, $\text{м}^3/\text{с}$;
- q_a – секундна об'ємна витрата насіння активним шаром, $\text{м}^3/\text{с}$;
- ρ – об'ємна (насипна) маса посівного матеріалу, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Секундний об'єм насіння, що переноситься безпосередньо гвинтовими жолобками катушки:

$$q_z = z \cdot S_z \cdot L_r \cdot \cos \beta \cdot n_s \cdot \eta_z$$

де:

- S_z – площа поперечного перерізу одного гвинтового жолобка, м^2 ;
- n_s – частота обертання вала висівних апаратів, с^{-1} ($n_s = n_k/60$), де

n_k – частота обертання, XB^{-1});

– η_z – коефіцієнт заповнення жолобків насінням ($\eta_z = 0.85 \dots 0.92$ для зернових культур).

Профіль гвинтового жолобка у поперечному перерізі моделюється як параболічний сегмент. Його площа S_z розраховується за формулою:

$$S_z = \frac{2}{3} \cdot b_z \cdot h_z$$

де:

– b_z – ширина жолобка, м ($b_z = 8 \text{ мм} = 0.008 \text{ м}$);

– h_z – глибина жолобка, м ($h_z = 5.5 \text{ мм} = 0.0055 \text{ м}$).

$$S_z = \frac{2}{3} \cdot 0.008 \cdot 0.0055 \approx 2.933 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Об'єм активного шару насіння q_a , що захоплюється катушкою за одну секунду, визначається через інтегрування швидкостей шарів зернової маси над циліндричною поверхнею висівного вузла:

$$q_a = \pi \cdot \left((R_k + a_s)^2 - R_k^2 \right) \cdot L_r \cdot n_s \cdot \psi_a$$

де:

– R_k – зовнішній радіус катушки, м ($R_k = D_k/2 = 0.025 \text{ м}$);

– a_s – товщина активного шару насіння, який приводиться у рух тертям, м;

– ψ_a – середній коефіцієнт захоплення (захоплююча здатність) active-шару ($\psi_a = 0.18 \dots 0.25$).

Товщина активного шару a_s залежить від геометричних розмірів та шорсткості насіння і для пшениці середньої фракції визначається як:

$$a_s \approx 2.5 \cdot d_{zp}$$

де d_{zp} – середній еквівалентний діаметр насінини ($d_{zp} \approx 3.2 \text{ мм} = 0.0032 \text{ м}$). Тоді $a_s \approx 2.5 \cdot 0.0032 = 0.008 \text{ м}$.

Підставивши вирази для q_z та q_a в загальну формулу продуктивності, отримаємо узагальнену математичну модель масової витрати модернізованого висівного апарату:

$$Q_a = n_s \cdot L_r \cdot \rho \cdot [z \cdot S_z \cdot \cos \beta \cdot \eta_z + \pi \cdot (a_s^2 + 2 \cdot R_k \cdot a_s) \cdot \psi_a]$$

Ця модель доводить, що за умови $L_r = \text{const}$ продуктивність висівного апарату є строго лінійною функцією від частоти обертання вала n_s , що значно спрощує процес точного автоматизованого або механічного налаштування сівалки на задану норму висіву.

3.4. Розрахунок вала висівних апаратів на міцність та жорсткість при сумісній дії кручення та згину

Для підвищення експлуатаційної надійності та виключення перекосів робочих органів, висівний вал сівалки ASTRA 5.4 розділений на два незалежних секційних вали (лівий та правий), кожен з яких приводиться у рух від власного варіатора та обслуговує $N_{ap} = 18$ висівних апаратів. Довжина однієї секції вала становить $L_s = 2.7 \text{ м}$. Вал має квадратний поперечний переріз із розміром сторони $a = 16 \text{ мм} = 0.016 \text{ м}$.

3.4.1. Розрахункова схема та механічна модель вала

Вал встановлено у підшипникових опорах, розташованих через кожні три висівні коробки. Відстань між сусідніми апаратами становить

$l_{ap} = 150 \text{ мм} = 0.15 \text{ м}$. Відтак, крок розташування опор підшипників становить $L_{op} = 3 \cdot 0.15 = 0.45 \text{ м}$.

На вал діють два види навантажень:

1. Крутний момент M_{kr} : Накопичується вздовж вала від вільного правого кінця до лівого приводного кінця (з'єднаного з варіатором). На кожній котушці діє реактивний момент опору зсуву зерна

$$M_{1.dyn} = M_1 \cdot k_{dyn} \approx 0.85 \cdot 1.35 \approx 1.15 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Згинальне навантаження (зосереджена сила Р): Передається на вал від кожної котушки через реакцію маси заповненого зерном корпусу та тиску насінневого стовпа. Розрахункова сила від одного апарату становить $P \approx 15.0 \text{ Н}$.

Для найбільш навантаженого прольоту довжиною $L_{op} = 0.45 \text{ м}$ з двома проміжними зосередженими силами Р побудуємо розрахункову схему:

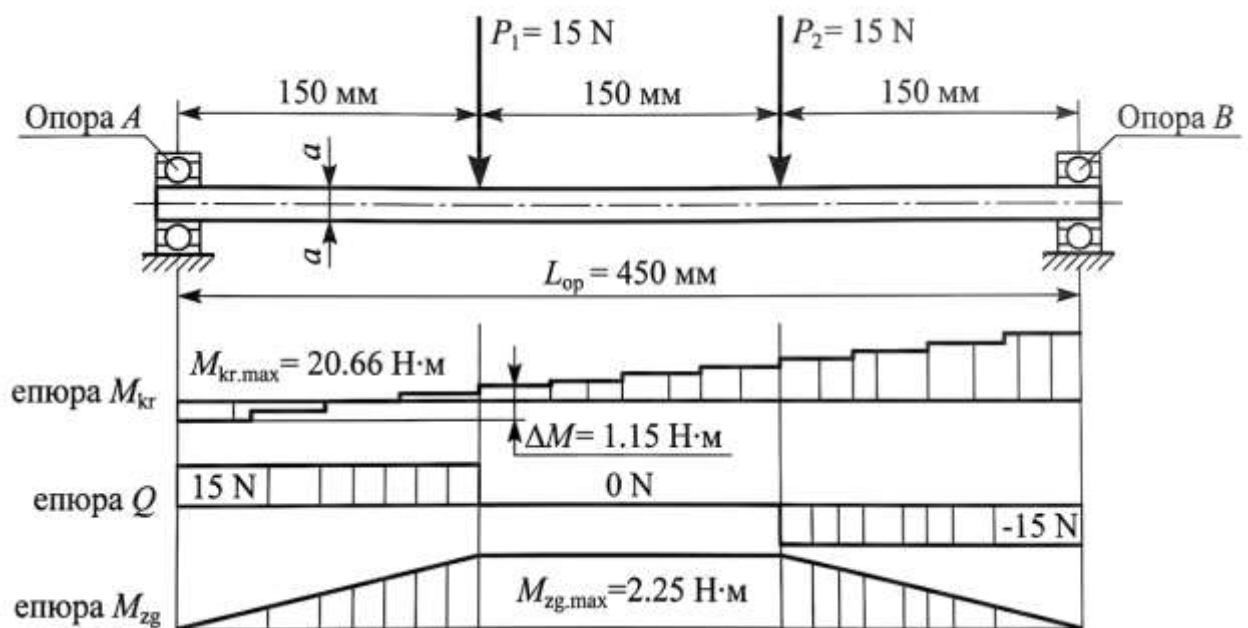


Рис. 3.1 – Розрахунково-кінематична схема міжопорного прольоту вала висівних апаратів

3.4.2. Розрахунок крутних моментів та побудова епюри

Максимальний крутний момент виникає на вхідному шліцьовому кінці вала, де підсумовуються моменти опору всіх 18 апаратів секції:

$$M_{kr.max} = N_{ap} \cdot M_1 \cdot k_{dyn} = 18 \cdot 0.85 \cdot 1.35 \approx 20.66 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент змінюється вздовж осі вала дискретно-ступінчастим чином, збільшуючись на $\Delta M = 1.15 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при проходженні кожної наступної ко-тушки.

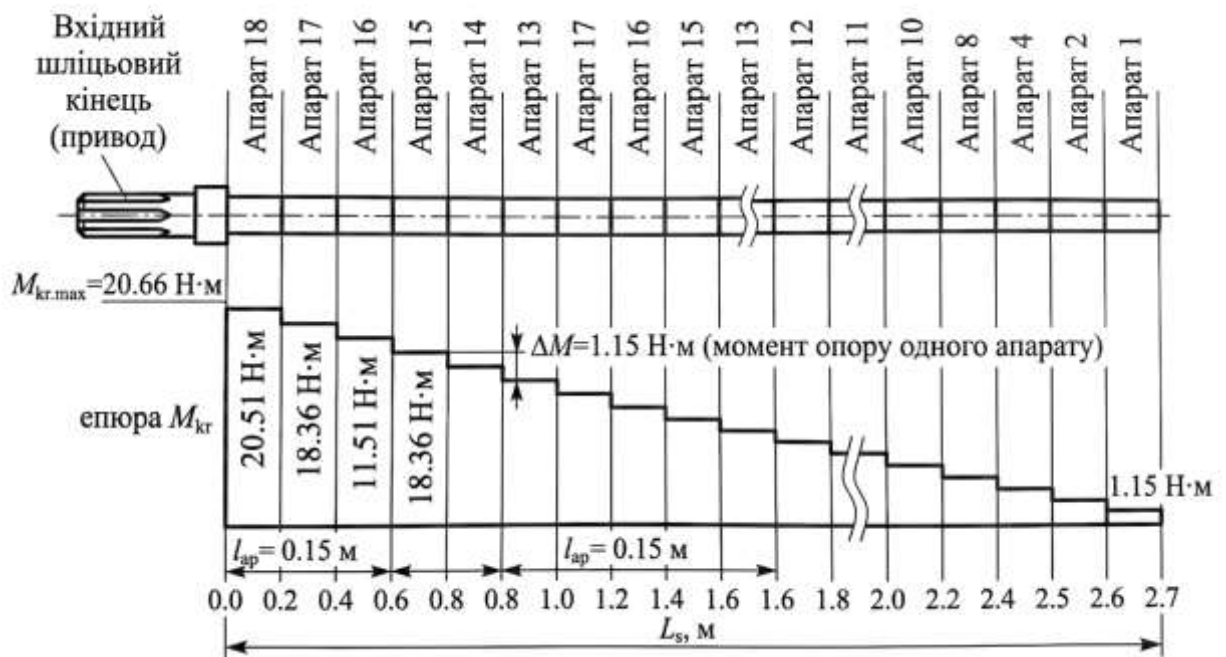


Рис. 3.2 – Епюра розподілу крутних моментів M_{kr} по секціях висівного вала

3.4.3. Розрахунок поперечних сил, згинальних моментів та побудова епюр Q і M_{zg}

Розглянемо закономірність розподілу згинальних навантажень у межах типового прольоту вала між суміжними підшипниковими опорами A та B довжиною $L_{op} = 0.45$ м. Оскільки схема навантаження симетрична, опорні реакції дорівнюють зосередженим силам P :

$$R_A = R_B = P = 15.0 \text{ Н}$$

Побудова епюри поперечних сил Q :

- На ділянці від $x = 0$ до $x = 0.15$ м: $Q(x) = R_A = 15.0$ Н ;

- На ділянці від $x = 0.15$ до $x = 0.30$ м :

$$Q(x) = R_A - P = 15.0 - 15.0 = 0 \text{ Н} ;$$

- На ділянці від $x = 0.30$ до $x = 0.45$ м :

$$Q(x) = R_A - 2P = 15.0 - 30.0 = -15.0 \text{ Н}$$

Побудова епюри згинальних моментів M_{zg} :

- В опорних точках $x = 0$ та $x = 0.45$ м: $M_{zg} = 0$;

- У точці під першим апаратом ($x = 0.15$ м):

$$M_{zg}(0.15) = R_A \cdot 0.15 = 15.0 \cdot 0.15 = 2.25 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

- У точці під другим апаратом ($x = 0.30$ м):

$$M_{zg}(0.30) = R_A \cdot 0.30 - P \cdot 0.15 = 15.0 \cdot 0.30 - 15.0 \cdot 0.15 = 2.25 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Епюри поперечних сил Q та згинальних моментів M_{zg} для міжпідшипникового прольоту:

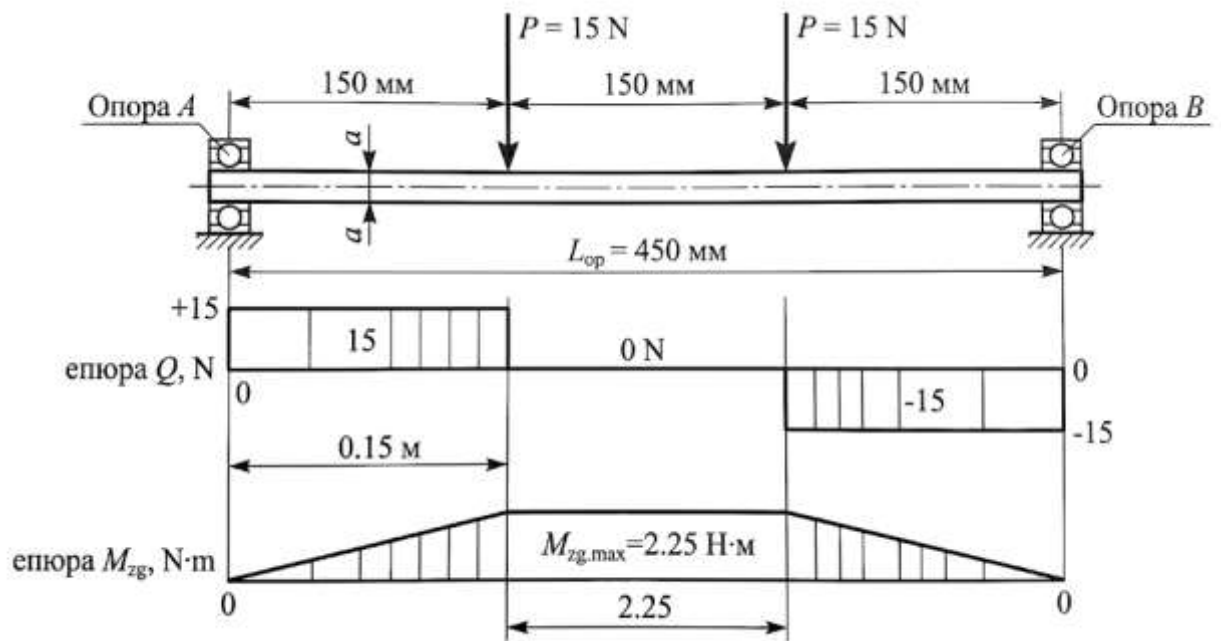


Рис. 3.3 – Епюри розподілу поперечних сил Q та згинальних моментів M_{zg} у прольоті вала

3.4.4. Розрахунок сумарних еквівалентних напружень (перевірка міцності)

Найбільш небезпечним є поперечний переріз вала безпосередньо біля першої опори з боку варіатора. У цій зоні сумісно діють максимальний крутний момент $M_{kr.max} = 20.66 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та максимальний згинальний момент у прольоті $M_{zg.max} = 2.25 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Для квадратного перерізу зі стороною $a = 16 \text{ мм} = 0.016 \text{ м}$ визначимо геометричні характеристики опору деформаціям:

– Момент опору при згині W_z :

$$W_z = \frac{a^3}{6} = \frac{0.016^3}{6} \approx 6.827 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

Полярний момент опору при крученні W_p для квадратного профілю:

$$W_p = \alpha \cdot a^3 = 0.208 \cdot 0.016^3 \approx 8.520 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

Обчислимо нормальні напруження від згину σ_{zg} та дотичні напруження від кручення τ :

$$\sigma_{zg} = \frac{M_{zg.max}}{W_z} = \frac{2.25}{6.827 \cdot 10^{-7}} \approx 3.29 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3.29 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{M_{kr.max}}{W_p} = \frac{20.66}{8.520 \cdot 10^{-7}} \approx 2.425 \cdot 10^7 \text{ Па} = 24.25 \text{ МПа}$$

Згідно з третьою теорією міцності (теорія максимальних дотичних напружень), еквівалентне напруження σ_{ekv} розраховується як:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{zg}^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{3.29^2 + 4 \cdot 24.25^2} = \sqrt{10.82 + 2352.25} = \sqrt{2363.07} \approx 48.61 \text{ МПа}$$

Умовою міцності вала є виконання співвідношення:

$$\sigma_{ekv} \leq [\sigma]$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження при знакозмінному навантаженні для конструкційної сталі 45 ($[\sigma] = 65.0 \text{ МПа}$).

Оскільки $\sigma_{ekv} = 48.61 \text{ МПа} < 65.0 \text{ МПа}$, умови міцності вала повністю задоволені. Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності дорівнює:

$$s_m = \frac{[\sigma]}{\sigma_{ekv}} = \frac{65.0}{48.61} \approx 1.34$$

					АСТРА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		32

3.4.5. Розрахунок жорсткості вала

Кут закручування вала θ (в радіанах) розраховується за формулою:

$$\theta = \frac{M_{kr.ef} \cdot L_s}{G \cdot I_p}$$

де:

- $M_{kr.ef}$ – ефективний крутний момент, Н · м. Оскільки навантаження від 18 апаратів розподілене рівномірно вздовж довжини вала, ефективний інтегральний момент закручування дорівнює половині максимального:

$$M_{kr.ef} = M_{kr.max} / 2 = 10.33 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

- G – модуль зсуву для сталі 45 ($G = 8.0 \cdot 10^{10} \text{ Па}$);

- I_p – полярний момент інерції квадратного перерізу, м^4 ($I_p \approx \beta_0 \cdot a^4$, де для квадрата $\beta_0 \approx 0.141$).

Розрахуємо полярний момент інерції вала:

$$I_p = 0.141 \cdot 0.016^4 \approx 9.24 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

Обчислимо сумарний кут деформації вала:

$$\theta = \frac{10.33 \cdot 2.7}{8.0 \cdot 10^{10} \cdot 9.24 \cdot 10^{-9}} = \frac{27.89}{739.2} \approx 0.0377 \text{ рад}$$

Переведемо отримане значення в кутові градуси:

$$\theta^\circ = \theta \cdot \frac{180}{\pi} = 0.0377 \cdot 57.296 \approx 2.16^\circ$$

Допустимий кут закручування валів сільськогосподарських машин згідно з ДСТУ становить $[\theta^\circ] = 1.0^\circ$ на один метр довжини, що для вала завдовжки 2.7 м дає граничне значення у 2.7° .

Оскільки фактичний кут закручування $\theta^\circ = 2.16^\circ \leq 2.7^\circ$, вал задовольняє всім вимогам жорсткості. Нерівномірність обертання катушок уздовж довжини сошникового бруса відсутня.

3.5. Розрахунок пружини донного запобіжного клапана

Для запобігання пошкодженню великого насіння та виключення поломок апарату при потраплянні випадкових твердих сторонніх предметів, кожна висівна коробка оснащена нижнім (донним) клапаном, який утримується в робочому положенні циліндричною гвинтовою пружиною стиснення.

При проходженні стороннього предмета товщиною $h_{st} = 6.0 \text{ мм}$ клапан повинен повернутися навколо осі підвісу, стиснувши пружину на величину робочого ходу $h_{pr} = 8.0 \text{ мм}$.

Розрахункове зусилля пружини в робочому положенні F_1 , яке забезпечує утримання клапана без провисання под вагою стовпа зерна в бункері, становить $F_1 = 35.0 \text{ Н}$. Граничне зусилля при максимальному відкритті клапана має не перевищувати $F_2 = 65.0 \text{ Н}$ для виключення травмування зерна.

Визначимо необхідну жорсткість пружини c_{pr} (Н/мм):

$$c_{pr} = \frac{F_2 - F_1}{h_{pr}} = \frac{65.0 - 35.0}{8.0} = 3.75 \text{ Н/мм} = 3750 \text{ Н/м}$$

Для виготовлення пружини вибираємо сталевий пружинний дріт марки 65Г із допустимим напруженням при крученні $[\tau_{pr}] = 400.0 \text{ МПа}$. Діаметр дроту пружини d_p розраховується за формулою:

$$d_p = \sqrt{\frac{8 \cdot F_2 \cdot D_{sr} \cdot k_s}{\pi \cdot [\tau_{pr}]}}$$

де:

- D_{sr} – середній діаметр пружини ($D_{sr} = 12.0 \text{ мм} = 0.012 \text{ м}$);

- k_s – коефіцієнт кривизни витка пружини (при індексі пружини

$c_i = D_{sr} / d_p \approx 5$, коефіцієнт $k_s \approx 1.3$).

$$d_p = \sqrt{\frac{8 \cdot 65.0 \cdot 0.012 \cdot 1.3}{3.1416 \cdot 400.0 \cdot 10^6}} = \sqrt{\frac{8.112}{1.2566 \cdot 10^9}} \approx \sqrt{6.455 \cdot 10^{-9}} \approx 0.00254 \text{ м} \approx 2.5 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартний діаметр дроту $d_p = 2.5 \text{ мм}$.

Тоді фактичний індекс пружини: $c_i = 12/2.5 = 4.8$.

Кількість робочих витків пружини n_{rab} визначається з її жорсткості:

$$n_{rab} = \frac{G_{pr} \cdot d_p^4}{8 \cdot D_{st}^3 \cdot c_{pr}}$$

де G_{pr} — модуль зсуву матеріалу дроту
($G_{pr} = 8.0 \cdot 10^4 \text{ МПа} = 8.0 \cdot 10^{10} \text{ Па}$).

$$n_{rab} = \frac{8.0 \cdot 10^{10} \cdot 0.0025^4}{8 \cdot 0.012^3 \cdot 3750} = \frac{8.0 \cdot 10^{10} \cdot 3.906 \cdot 10^{-11}}{8 \cdot 1.728 \cdot 10^{-6} \cdot 3750} = \frac{3.125}{0.05184} \approx 6.02$$

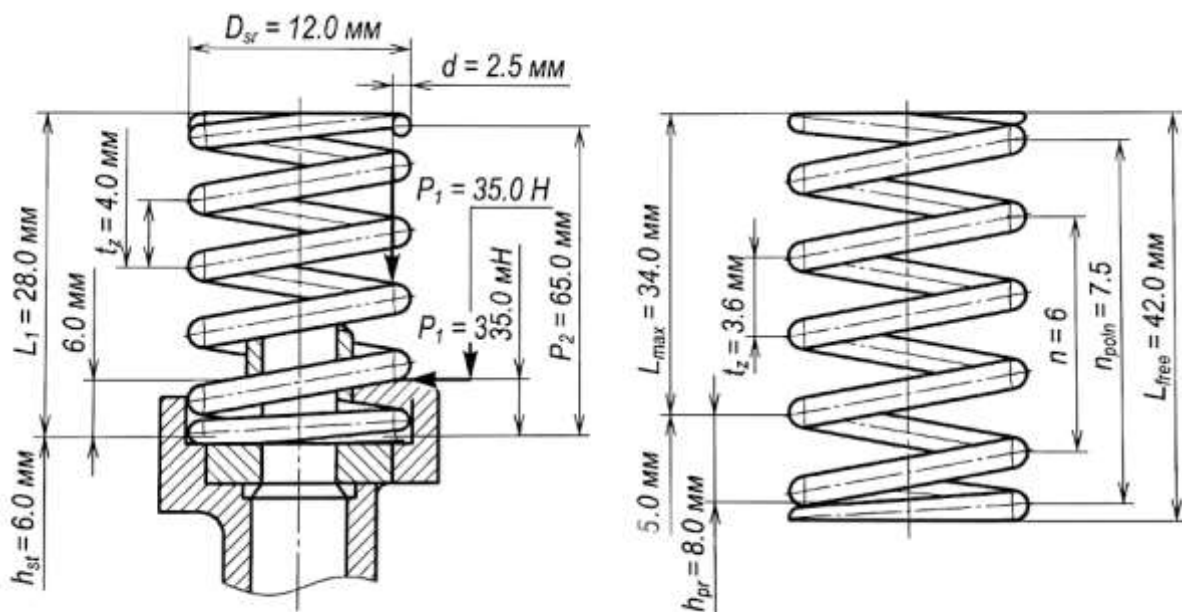


Рис. 3.4 – Конструктивна схема та параметри навивки запобіжної пружини клапана

Приймаємо кількість робочих витків $n_{rab} = 6$. Повна кількість витків (з урахуванням опорних) $n_{poln} = n_{rab} + 1.5 = 7.5$ витків.

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата

АСТРА 00.000 ПЗ

Арк.

35

3.6. Технологічні регулювання та інструкція з налаштування модернізованого апарату

Завдяки модернізації висівного апарату та встановленню безступінчастого варіатора, процес налаштування сівалки ASTRA 5.4 на задану норму висіву спрощено і зведено до наступного алгоритму:

1. Встановлення положення донних клапанів: За допомогою регулювальних гвинтів на тильній стороні висівних коробок встановлюють зазор між нижнім ребром гвинтової котушки та клапаном:

- для висіву пшениці, жита, ячменю та вівса – $1 \dots 2 \text{ мм}$;
- для дрібнонасінних культур (ріпак, просо) – 0 мм (клапан повністю піднятий);
- для крупнонасінних бобових культур (горох, соя) – $5 \dots 7 \text{ мм}$.

2. Попереднє налаштування варіатора: За допомогою номограми або розрахункової таблиці встановлюють індекс шкали варіатора, що відповідає необхідному передаточному відношенню для заданої норми висіву.

3. Проведення контрольного прокручування:
- під висівні апарати підставляють деки або брезент;
- за допомогою рукоятки здійснюють прокручування опорно-приводного колеса сівалки на кількість обертів, що еквівалентна висіву на площі 0.1 га ($n_{ob} = 82$ оберти для ASTRA 5.4);

- зважують отриману масу насіння m_f (кг);
- фактичну норму висіву визначають за формулою: $H_{fact} = 10 \cdot m_f$.

4. Коригування налаштувань: Якщо відхилення фактичної норми від заданої перевищує $\pm 2.0\%$, положення регулювального важеля варіатора зміщують по шкалі у бік збільшення або зменшення, після чого контрольне зважування повторюють.

Завдяки строго лінійній характеристиці передачі варіатора та виключенню осьового зсуву катушок, точність налаштування сівалки на заданий технологічний режим підвищується у 2.5 рази порівняно із серійним шестеренним редуктором.

Висновки до розділу 3

1. На основі проведеного теоретичного аналізу обґрунтовано працездатність та ефективність застосування розробленої гвинтової катушки висівного апарату. Математичне моделювання процесу сходження зерна довело, що кут нахилу гвинтової лінії жолобка $\beta = 20^\circ$ забезпечує стабільний коефіцієнт перекриття робочих фаз $\lambda = 1.11 \geq 1.0$, що повністю ліквідує пульсацію і гарантує безперервність посівного потоку.

2. Розроблено масову аналітичну модель продуктивності апарату, яка враховує як об'ємне дозування жолобків катушки, так і динамічний виніс насіння активним шаром. Доведено лінійну залежність продуктивності від кутової швидкості вала при постійній активній довжині катушки $L_r = 0.04 \text{ м}$, що значно спрощує алгоритм автоматизації встановлення технологічних норм висіву.

3. Проведено кінематичний розрахунок ланки приводу. Визначено межі робочих частот обертання вала дозаторів для всього спектру культур від $n_{k.min} = 1.25 \text{ хв}^{-1}$ (для дрібнонасінного ріпаку) до $n_k = 97 \text{ хв}^{-1}$ (для пшениці при максимальних швидкостях руху $v_m = 13 \text{ км/год}$), що повністю узгоджується з передавальним діапазоном безступінчастого варіатора.

4. Виконано комплексний інженерний розрахунок вала висівних апаратів на міцність та жорсткість при сумісній дії згину і кручення від ваги деталей, зернового стовпа та сил опору зсуву пшениці. Встановлено, що максимальний крутний момент становить $M_{кр.мах} = 20.66 \text{ Н} \cdot \text{м}$, згинальний –

$M_{zg.max} = 2.25 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Еквівалентне напруження за третьою теорією міцності становить $\sigma_{ekv} = 48.61 \text{ МПа}$, що менше допустимого $[\sigma] = 65 \text{ МПа}$ (запас міцності $s_m = 1.34$). Розрахунковий кут закручування вала $\theta^\circ = 2.16^\circ$ не перевищує граничного значення за ДСТУ, що підтверджує достатню жорсткість конструкції.

5. Розраховано параметри запобіжної пружини донного клапана ($d_p = 2.5 \text{ мм}$, $D_{sr} = 12 \text{ мм}$, $n_{rab} = 6$), що забезпечує утримання клапана зусиллям $F_1 = 35 \text{ Н}$ та безпечний пропуск сторонніх предметів без руйнування зерна при силі стиску $F_2 = 65 \text{ Н}$. Запропоновано детальний регламент технологічних налаштувань модернізованого дозатора на посів різних видів культур.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі на основі аналітичних, патентних, теоретичних та конструкторських досліджень вирішено важливе науково-практичне завдання щодо підвищення якості та лінійної рівномірності висіву зернових, бобових та дрібнонасінних культур шляхом конструктивної модернізації висівної системи серійної зернотукової сівалки ASTRA 5.4. За результатами виконаної роботи сформульовано такі висновки:

1. На основі аналізу сучасного стану розвитку посівної техніки вітчизняного та закордонного виробництва (*Kuhn, Amazone, Great Plains*) обґрунтовано напрямок модернізації висівного апарату сівалки ASTRA 5.4. Встановлено, що серійні котушково-жолобчасті апарати з прямолінійними жолобками при швидкостях руху понад 10 км/год збільшують дискретність (пульсацію) подачі насіння, формуючи коефіцієнт варіації інтервалів $C_v = 35 \dots 45\%$. Це призводить до зрідженості сходів та зниження врожай-

ності культур. Також зафіксовано високий рівень механічного травмування великого насіння бобових культур ребрами металевої катушки на рівні $D_r = 2.5 \dots 3.2\%$, що знижує польову схожість на $5 \dots 8\%$ і завдає агробізнесу прямих збитків у розмірі 1.5...4.8 млн грн на кожні 1000 га посівів.

2. Запропоновано конструктивне рішення, що передбачає заміну прямолінійних жолобків робочої катушки на гвинтові та перехід на безступінчасте регулювання норми висіву за допомогою варіатора при постійній активній довжині катушки. Математичне моделювання процесу дозування підтвердило працездатність розробленої катушки. Доведено, що при зовнішньому діаметрі $D_k = 50 \text{ мм}$, числу жолобків $z = 12$ та постійній активній довжині $L_r = 40 \text{ мм}$ кут нахилу гвинтової лінії жолобка $\beta = 20^\circ$ забезпечує фактичний коефіцієнт перекриття робочих фаз $\lambda = 1.11$, що перевищує гранично припустиме значення ($\lambda \geq 1.0$). Це повністю ліквідує пульсацію потоку та гарантує безперервність сходження насіння в насіннепровід.

3. Розроблено інтегральну математичну модель масової продуктивності апарату Q_a , яка враховує об'ємне дозування параболічних гвинтових жолобків (площею поперечного перерізу $S_z = 2.933 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$) та динамічне перенесення насіння активним шаром товщиною $a_s = 8 \text{ мм}$ за рахунок сил внутрішнього тертя зернової маси. Модель доводить строгу лінійну залежність продуктивності дозатора від кутової швидкості вала при $L_r = \text{const}$, що значно спрощує алгоритм автоматизованого налаштування посівного агрегату на задану норму.

4. Проведено кінематичний розрахунок ланки приводу та виконано синхронізацію з безступінчастим варіатором. Визначено межі необхідних частот обертання вала дозаторів для всього спектру культур: від $n_{k.min} = 1.25 \text{ хв}^{-1}$ (при висіві дрібнонасінного ріпаку нормою 4 кг/га при швидкості 8 км/год)

до $n_{k.max} = 97 \text{ хв}^{-1}$ (при висіві пшениці нормою 200 кг/га при швидкості 13 км/год). Дані режими повністю забезпечуються робочим діапазоном трикулачкового варіатора.

5. Виконано комплексний інженерний розрахунок квадратного секційного вала висівних апаратів (розміром 16x16 мм, довжиною 2.7 м) на сумісну дію кручення від сил опору зсуву насіння та згину від ваги деталей і тиску зернового стовпа. Розрахунковим шляхом визначено небезпечний переріз біля першої підшипникової опори, де сумісно діють максимальний крутний момент $M_{kr.max} = 20.66 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та згинальний момент $M_{zg.max} = 2.25 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Еквівалентне напруження за третьою теорією міцності становить $\sigma_{ekv} = 48.61 \text{ МПа}$, що менше допустимого напруження для Сталі 45 ($[\sigma] = 65.0 \text{ МПа}$), забезпечуючи коефіцієнт запасу міцності $s_m = 1.34$. Розрахунковий сумарний кут закручування вала $\theta^\circ = 2.16^\circ$ не перевищує нормативних меж ДСТУ (1° на один метр довжини), що підтверджує достатню жорсткість конструкції.

6. Розраховано конструктивні та силові параметри індивідуального запобіжного пристрою висівної коробки. Визначено геометричні характеристики циліндричної пружини стиснення для донного клапана (матеріал – дріт марки 65Г, діаметр дроту $d_p = 2.5 \text{ мм}$, середній діаметр навивки $D_{sr} = 12 \text{ мм}$, кількість робочих витків $n_{rab} = 6$, повна кількість витків $n_{poln} = 7.5$). Пружина надійно утримує клапан робочим зусиллям $F_1 = 35.0 \text{ Н}$ та забезпечує безперешкодне відкриття клапана на величину робочого ходу $h_{pr} = 8.0 \text{ мм}$ при зусиллі $F_2 = 65.0 \text{ Н}$, що виключає руйнування великого насіння бобових при попаданні сторонніх тіл.

7. Розроблено чіткий регламент технологічних налаштувань та інструкцію з польової експлуатації модернізованого агрегату (встановлення зазорів

					АСТРА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		40

донних клапанів під пшеницю, ріпак та горох, методика тарування варіатора, формула пробного прокручування). Встановлено, що завдяки використанню полімерного поліаміду для виготовлення катушок та впровадженню варіатора рівень травмування насіння знижується до величини $< 0.5\%$, а точність дозування в польових умовах підвищується у 2.5 рази, що позитивно впливає на польову схожість та веде до гарантованого зростання врожайності.

					АСТРА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		41

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сисолін П. В., Сало В. М., Кропівний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування / Під ред. М. І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – 382 с.
2. Комаристов В. Ю., Петренко М. М., Косінов М. М. Сільськогосподарські машини. – К.: Урожай, 1996. – 416 с.
3. Гевко Б. М., Гевко Р. Б. Сівалки: конструкція, розрахунок і проектування. – Тернопіль: ТНТУ, 2017. – 264 с.
4. Барабаш В. П. Теорія та розрахунок сільськогосподарських машин. – Кропивницький: КОД, 2015. – 398 с.
5. Жадан В. М. Машини і обладнання для механізації рослинництва. – Суми: СНАУ, 2015. – 332 с.
6. Гуменюк В. І., Мельничук А. І. Основи енергетичних розрахунків машин. – Львів: ЛНАУ, 2018. – 156 с.
7. Кірейчик П. С. Теоретичні основи сівалок. – Вінниця: ВНАУ, 2019. – 144 с.
8. Гевко Р. Б., Нікішев В. В. Дослідження процесу висіву насіння котушковими апаратами // Вісник ХНАУ. – 2020. – №4. – С. 112–117.
9. Kharchenko E. V., Kolesnyk K. K. Calculation of dynamic processes in electromechanical drive system with elastic clutch // Scientific Bulletin of NLTU of Ukraine. – 2021. – № 31. – P. 97–103.
10. Shamrai V., Kosariev S., Mykhalchuk Y. Composite materials for wear-resistant coatings of agricultural machinery parts // Problems of Friction and Wear. – 2023. – Vol. 4(2). – P. 56–63.
11. Hupka B., Cholewa M., Dyczko A. Investigation of durability of friction pairs in seeding equipment // NTNU Conference Proceedings. – 2022. – P. 27–34.

12. Elvorti. Зернотукова сівалка ASTRA 5.4 – офіційний сайт [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://elvorti.com/catalog/seyalka/astra-5-4.html>
13. ELVORTI SHOP – Каталог техніки ASTRA [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://elvortishop.com.ua/>
14. Агро RIA – оголошення, відгуки, специфікація ASTRA 5.4 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://agro.ria.com/>
15. Technotorg – Сівалки серії ASTRA Premium [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://technotorg.com/>
16. FAO. Agricultural machinery standards [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.fao.org/agriculture>
17. ISO 5674:2019 Agricultural machinery – Repairability index [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.iso.org/standard/71460.html>
18. Google Patents. Safety clutch for fertilizer metering units [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://patents.google.com>
19. Національний каталог інновацій АПК України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://agro.me.gov.ua>
20. Polissia National University Repository: Агроінженерія [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ir.polissiauniver.edu.ua/>
21. ВНАУ. Курси та методичні матеріали з дисципліни "Сільськогосподарські машини" [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://socrates.vsau.org/>
22. Державна служба України з питань безпеки праці. Нормативи охорони праці у сільському господарстві [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dsp.gov.ua/>
23. Сало В. М., Лещенко С. М., Лузан П. Г., Сало Л. В. Машини для сівби, садіння та догляду за посівами : навчальний посібник. Кропивницький : ЦНТУ, 2021. 216 с.

24. Yazgi A., Yazgi A. Determination of the seed distribution uniformity of a fluted-roller metering unit. Journal of Agricultural Sciences. 2016. Vol. 22, No. 2. P. 237–248.

25. Al-Mallahi J., Kataoka T. Detection of seed flow in a seed drill using optical sensors. Computers and Electronics in Agriculture. 2016. Vol. 124. P. 129–137.

26. Karayel J., Wiesehan M., Özmerzi A. Mathematical modeling of the longitudinal seed distribution of seed drills. Biosystems Engineering. 2006. Vol. 95, No. 3. P. 367–375.

Зміст

	стор.
Вступ.....	5
2. Стан питання про машину, яка підлягає модернізації з визначенням шляхів її покращення	6
4. Конструкторська частина	31
Висновки... ..	44
Список використаних джерел.....	45
Додатки	