

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломного проєкту

ступеня вищої освіти «Бакалавр» на тему:

**Удосконалення механізації збирання цукрових буряків з модернізацією
конструкції гичкоріза коренезбирального комбайна КБ-2**

Виконав: студент 4 курсу, групи АІ-1-22 за
спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Барбілат Денис Олександрович

Керівник: _____ Теслюк Геннадій Володимирович

Рецензент: _____

Дніпро - 2026

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Ступінь вищої освіти: «Бакалавр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

ТСГМ

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

прізвище, ініціали

«_____» _____ 2026 р

З А В Д А Н Н Я НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ

Барбілату Денису Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту: Удосконалення механізації збирання цукрових буряків з модернізацією конструкції гичкоріза коренезбирального комбайна КБ-2

керівник проєкту Теслюк Геннадій Володимирович, к.т.н., доцент

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«05» травня 2026 року № 912

2. Строк подання студентом проєкту 07.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проєкту Вивчення стану рослинницької галузі та аналіз існуючих технічних рішень для збирання коренеплодів. Розгляд патентних матеріалів, літературних джерел і сучасних наукових напрацювань відповідно до теми дипломного проєкту.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). 1. Аналіз господарства. 2. Стан та рівень механізації збирання цукрових буряків. 3. Обґрунтування конструктивної схеми коренезбиральної машини. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища 5. Техніко-економічні показники дискового знаряддя. Висновки та пропозиції. Література.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1.Комбайн бункерний КБ-2 ВЗ (А1). 2. Комбайн бункерний СТ (А1). 3.Гичкоріз. Складальне креслення (А1). 4. Кронштейн (А3). Складальне креслення. 5. Шнек (А3). 6. Вал ведучий (А3). 7. Показники економіки (А1).

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-5	Теслюк Г.В., доцент		
нормоконтроль	Теслюк Г.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 05.02.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 14.04.2026 р.	
2	Технологічний	до 15.04.2026 р.	
3	Конструкційний	до 30.04.2026 р.	
4	Охорона праці	до 10.05.2026 р.	
5	Економічний	до 18.05.2026 р.	
6	Графічна частина	до 10.06.2026 р.	

Студент

_____ Барбілат Д.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту

_____ Теслюк Г.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

[illegible]

АНОТАЦІЯ

Барбілат Д.О. Удосконалення механізації збирання цукрових буряків з модернізацією конструкції коренезбиральної машини КБ-2 / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Бакалавр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». - ДДАЕУ, Дніпро, 2026.

Дипломний проект присвячено удосконалення механізацій збирання цукрових буряків. На підставі виконаного аналізу існуючих конструкцій машин і знярядь було модернізовано нову конструкцію бурякозбиральної машини КБ-2М, яка суттєво покращить якість збирання цукрового буряка. Виконано необхідні інженерні розрахунки на збирання буряка. Проаналізовано технологію використання машини у сільському господарстві і рекомендовано її до ефективної експлуатації. Виконано аналіз умов праці механізатора і розглянуті заходи по охороні праці при використанні машини.

Виконано техніко-економічні показники проекту, дані якого свідчать про хорошу економічну ефективність від впровадження машини у сільське господарство, економічний ефект становить 27432,24 грн.

Ключові слова: шнек, гичкоріз, буряки цукрові, гичка, копач буряків.

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1. БАЗОВИЙ АНАЛІЗ ФЕРМЕРСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА «ГАЖЕНКО»	11
1.1. Стислий опис діяльності фермерського господарства	11
1.2. Земельні ресурси та структура посівів	12
1.3. Урожайність основних культур та МТП господарства	13
Висновок по розділу	17
2. СТАН ТА РІВЕНЬ МЕХАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ	18
2.1. Агротехнічні критерії до машин, призначених для збирання цукрових буряків	18
2.2 Огляд конструкцій машин для збирання коренеплодів	22
Висновок по розділу	32
3. ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗРІЗАННЯ ГИЧКИ	33
3.1. Будова і технологічний процес роботи удосконаленого робочого вузла	33
3.2. Інженерний розрахунок гвинтової циліндричної пружини дообрізного вузла.	37
3.3. Розрахунок основних параметрів шнекової передачі	46
3.4. Попередній розрахунок вала шнекового транспортера	52
3.5. Розрахунок і підбір клинопасової передачі	53
3.6. Розрахунок вала шнека на міцність	60
Висновки по розділу	65
	6

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	67
4.1. Основні вимоги безпечної експлуатації машини КБ-2	67
4.2. Захист навколишнього середовища під час збирання цікрових буряків	68
Висновок по розділу	69
5. ТЕХНІКО ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА МОДЕРНІЗОВАНОЇ МАШИНИ	70
Висновок по розділу	74
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	75
БІБЛІОГРАФІЯ	77
ДОДАТКИ	80

ВСТУП

Сільське господарство є однією з ключових і водночас специфічних галузей економіки, від ефективності функціонування якої безпосередньо залежить рівень життя населення України, продовольча безпека держави та стабільність національного ринку. Його особливість полягає насамперед у чітко вираженій сезонності виконання робіт, а також у жорсткій прив'язаності технологічних процесів до агротехнічних строків. Будь-яке відхилення від оптимальних термінів проведення польових робіт може призвести до значних втрат урожаю та зниження якості продукції. Тому сільське господарство вимагає високого рівня організації виробництва, оперативності прийняття рішень та надійного технічного забезпечення.

Важливе місце у структурі сільськогосподарського виробництва України займає цукровий буряк, який є стратегічною культурою. Традиційно під його вирощування відводяться значні площі, оскільки він є основною сировиною для цукрової промисловості. Крім того, продукти переробки буряка широко використовуються у тваринництві як поживний корм, що додатково підвищує його економічну цінність. Таким чином, ефективне вирощування і збирання цієї культури має важливе значення для розвитку як харчової, так і кормової бази аграрного сектору.

У сучасних умовах особливої уваги потребує підвищення технічного рівня машин і обладнання, що застосовуються при збиранні цукрових буряків. Вдосконалення конструкцій, оптимізація компоновально-технологічних схем, розробка більш ефективних робочих органів є актуальними завданнями інженерної науки і практики. Розв'язання цих проблем можливе завдяки використанню сучасних методів інженерних розрахунків, які дозволяють комплексно враховувати навантаження на деталі, їх міцність, довговічність і зносостійкість, а також вплив конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів.

Важливу роль відіграє і підвищення загального інженерно-технічного рівня машинобудування для сільського господарства. Це передбачає зниження матеріало- та енергоємності машин, мінімізацію динамічних і вібраційних навантажень, підвищення коефіцієнта корисної дії та надійності техніки. Такі заходи не лише зменшують витрати на експлуатацію, але й сприяють підвищенню продуктивності та якості виконання технологічних операцій.

При створенні та вдосконаленні робочих органів бурякозбиральних машин необхідно враховувати широкий комплекс факторів. До них належать як техніко-експлуатаційні характеристики самих машин, так і природно-кліматичні умови їх використання, стан ґрунту, а також фізико-механічні та технологічні властивості коренеплодів. Лише комплексний підхід до проєктування дозволяє створювати ефективні, надійні та економічно доцільні машини, здатні забезпечити якісне збирання врожаю з мінімальними втратами.

1. БАЗОВИЙ АНАЛІЗ ФЕРМЕРСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА «ГАЗЕНКО»

1.1. Стислий опис діяльності фермерського господарства

Фермерське господарство «ГАЗЕНКО» розташоване на території Дніпропетровської області, с. Лобойківка. Господарство має вигідне географічне положення та зручне транспортне сполучення з районними й обласними центрами, що сприяє ефективній реалізації сільськогосподарської продукції.

Основним напрямом діяльності господарства є вирощування продукції рослинництва. Провідне місце займає виробництво зернових культур, а також технічних культур (соняшник, ріпак тощо). Реалізація продукції здійснюється через елеватори, переробні підприємства та аграрні ринки області.

Клімат зони розташування господарства є помірно-континентальним. Середньорічна температура повітря становить близько $+8...+9$ °С. Найнижчі температури протягом року спостерігаються у січні, тоді як найвищі - у липні.

Період, коли середньодобова температура перевищує $+5$ °С, триває орієнтовно 200-210 днів, тоді як час активної вегетації з температурою понад $+10$ °С становить приблизно 160-170 днів. Сума активних температур за вегетаційний період становить 2600 - 2800 °С.

Середньорічна кількість опадів складає 450-550 мм, причому основна їх частина припадає на теплу пору року. Нерідко виникають посушливі явища, які негативно позначаються на рівні врожайності. Переважають вітри північно-східного та північно-західного напрямків. Ґрунтовий покрив представлений переважно чорноземами звичайними та південними, які мають достатній рівень родючості та сприятливі для вирощування зернових і технічних культур.

Отже, фермерське господарство «ГАЗЕНКО» спеціалізується на вирощуванні сільськогосподарських культур та виробництві продукції рослинництва. Господарство організовує ефективне використання земельних ресурсів, впроваджує сучасні агротехнології та контролює якість усіх етапів

виробництва. Основна діяльність спрямована на підвищення врожайності та забезпечення стабільних обсягів продукції, що реалізується на ринку. Крім того, господарство підтримує догляд за полями та дотримується сучасних стандартів землекористування, що забезпечує раціональне та економічно вигідне ведення сільськогосподарської діяльності.

1.2. Земельні ресурси та структура посівів

Земельний фонд господарства є основною складовою його виробничого потенціалу, оскільки саме земля виступає головним засобом виробництва в сільському господарстві. Раціональна структура земельних угідь значною мірою визначає спеціалізацію підприємства, рівень ефективності використання ресурсів та обсяги виробництва сільськогосподарської продукції. У таблиці 1.1 наведено склад і структуру земельного фонду господарства, що дозволяє оцінити співвідношення різних видів угідь та зробити висновки щодо напрямів його господарської діяльності.

Таблиця 1.1

Земельний фонд господарства

Групи угідь	Площа, га	Структура, %
Загальна площа	1500	100
С.-г. угіддя	1400	93,3
у т.ч. рілля	1300	86,7
пасовища	70	4,7
інші угіддя	100	6,7

Згідно з наведеними даними, загальна площа земельного фонду господарства становить 1500 га, з яких переважна частина - 1400 га або 93,3 % - припадає на сільськогосподарські угіддя. Це свідчить про високий рівень освоєності території та її орієнтацію на аграрне виробництво.

У структурі сільськогосподарських угідь домінує рілля, площа якої становить 1300 га, або 86,7 % від загальної площі. Така значна частка ріллі вказує на рослинницьку спеціалізацію господарства, зокрема вирощування зернових та технічних культур. Високий рівень розораності земель є характерним для інтенсивного землеробства, однак потребує впровадження заходів щодо збереження родючості ґрунтів і запобігання ерозійним процесам.

Площа пасовищ становить 70 га, або 4,7 %, що є відносно незначною часткою. Це може свідчити про обмежений розвиток тваринництва або його допоміжний характер у господарстві.

Рационально сформована структура посівів сприяє підвищенню врожайності культур, збереженню родючості ґрунтів та стабільності економічних результатів господарства. У таблиці 1.2 наведено розподіл посівних площ за основними культурами, що вирощуються в господарстві.

Таблиця 1.2

Структура посівних площ

Культура	Площа, га
Зернові (пшениця, ячмінь)	600
Соняшник	400
Кукурудза	200
Ріпак	100
Інші культури	100
Всього	1400

Аналіз показує, що господарство спеціалізується на вирощуванні зернових і технічних культур, зокрема соняшнику, який займає значну частку посівів.

1.3. Урожайність основних культур та МТП господарства

Одним із ключових показників ефективності рослинницької галузі є врожайність сільськогосподарських культур. Саме вона відображає рівень використання земельних ресурсів, якість агротехнічних заходів, забезпеченість господарства матеріально-технічними ресурсами, а також вплив природно-кліматичних умов.

Зростання врожайності свідчить про підвищення інтенсивності виробництва, впровадження сучасних технологій вирощування, використання високопродуктивних сортів і гібридів, а також раціональне застосування добрив і засобів захисту рослин.

Дані щодо врожайності основних сільськогосподарських культур у ФГ «ГАЗЕНКО» наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4.

Урожайності основних сільськогосподарських культур у ФГ
«ГАЗЕНКО»

Культура	2021 (ц/га)	2022	2023
Пшениця	35	38	42
Ячмінь	30	32	36
Соняшник	20	22	25
Кукурудза	50	55	60

Аналізуючи дані таблиці 1.4, можна зробити висновок, що в господарстві спостерігається стійка тенденція до підвищення врожайності основних сільськогосподарських культур протягом досліджуваного періоду.

Зокрема, врожайність пшениці зросла з 35 ц/га у 2021 році до 42 ц/га у 2023 році, тобто на 7 ц/га або на 20 %. Це свідчить про покращення технології вирощування, зокрема підвищення якості обробітку ґрунту та застосування мінеральних добрив.

Врожайність ячменю також має позитивну динаміку: з 30 ц/га у 2021 році до 36 ц/га у 2023 році, що становить приріст 6 ц/га або 20 %. Така тенденція

може бути пов'язана з використанням більш продуктивних сортів і дотриманням оптимальних строків посіву.

Соняшник, як одна з основних технічних культур, показує зростання врожайності з 20 до 25 ц/га, що становить 25 %. Це є досить вагомим результатом, оскільки дана культура значною мірою залежить від погодних умов і рівня забезпеченості вологою.

Найвищу врожайність серед досліджуваних культур має кукурудза. У 2023 році її врожайність досягла 60 ц/га проти 50 ц/га у 2021 році, що свідчить про приріст на 10 ц/га або 20 %. Це пояснюється застосуванням інтенсивних технологій вирощування та використанням сучасних гібридів.

Загалом підвищення врожайності всіх культур зумовлене комплексом факторів, серед яких:

- впровадження сучасних агротехнологій;
- використання високоякісного насіння;
- оптимізація системи удобрення;
- ефективний захист рослин від шкідників і хвороб;
- оновлення машинно-тракторного парку.

Таким чином, господарство демонструє позитивну динаміку розвитку рослинницької галузі, що є важливим фактором підвищення його економічної ефективності.

Важливим фактором ефективного ведення сільськогосподарського виробництва є рівень забезпеченості господарства машинно-тракторним парком. Наявність сучасної техніки дає змогу своєчасно та якісно виконувати всі технологічні операції, знижувати витрати праці, підвищувати врожайність культур і загальну економічну ефективність виробництва.

Рівень технічного забезпечення безпосередньо впливає на дотримання агротехнічних строків виконання польових робіт, що особливо важливо в умовах обмежених термінів проведення посівної та збиральної кампаній. Склад машинно-тракторного парку ФГ «ГАЗЕНКО» наведено в таблиці 1.5.

Аналізуючи склад машинно-тракторного парку ФГ «ГАЖЕНКО», можна зробити висновок, що господарство має достатній рівень забезпеченості основною сільськогосподарською технікою для виконання повного комплексу польових робіт.

Таблиця 1.5

Склад тракторного парку

Назва техніки	Марка машини	Кількість, шт
Трактори	МТЗ-82	4
	John Deere 8430	1
	T-150K	2
Зернозбиральні комбайни	Claas Lexion 570	1
Сівалки	АСТРА-5,4	3
	Horsch Pronto 6 DC	1
Культиватори	КПС-4	3
	John Deere 2210	1
Обприскувачі	ОП-2000	2
	Amazone UX 3200	1
Розкидачі добрив	МБУ-5	2
Плуги	ПЛН-5-35	3
Борони	БЗТС-1	15

Основу енергетичних засобів становлять трактори різних класів потужності. Зокрема, трактори МТЗ-82 використовуються для виконання легких і допоміжних робіт, тоді як більш потужні John Deere 8430 та T-150K застосовуються для виконання енергоємних операцій, таких як оранка, культивація та посів. Наявність зернозбиральних комбайнів, зокрема сучасного Claas Lexion 570, дозволяє забезпечити своєчасне та якісне збирання врожаю, що мінімізує втрати зерна.

Для догляду за посівами господарство має обприскувачі різного рівня, серед яких виділяється сучасний Amazone UX 3200, що забезпечує ефективне внесення засобів захисту рослин. Разом з тим у господарстві використовуються машини старих зразків (ПЛН-5-35, КПС-4, БЗТС-1), які хоча і є надійними, проте поступаються сучасним аналогам за продуктивністю та економічністю.

Отже, в цілому машинно-тракторний парк господарства є змішаним і поєднує як сучасну високопродуктивну техніку, так і застарілі машини. Для підвищення ефективності виробництва доцільно поступово оновлювати технічний парк, зокрема замінювати морально застарілу техніку на сучасні енергоощадні агрегати.

Висновок по розділу

Фермерське господарство «ГАЖЕНКО» є типовим представником аграрних підприємств зерново-технічного напрямку. Воно має достатній земельний фонд, сприятливі природно-кліматичні умови та необхідний рівень технічного забезпечення.

Основними проблемами є залежність від погодних умов і зростання собівартості виробництва. Разом з тим, господарство демонструє стабільний розвиток і має перспективи підвищення ефективності за рахунок впровадження сучасних технологій та оновлення технічної бази.

2. СТАН ТА РІВЕНЬ МЕХАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

2.1. Агротехнічні критерії до машин, призначених для збирання цукрових буряків

Сучасні вимоги до бурякозбиральної техніки у виробничо-технологічному аспекті формуються під впливом загальних тенденцій переходу вирощування цукрового буряка на промислову основу. Вони також зумовлені біологічними особливостями культури та змінами в технологіях її механізованого вирощування. До таких змін належать впровадження нових сортів, широке застосування точного висіву, використання хімічних засобів захисту рослин від бур'янів, шкідників і хвороб, а також поступова заміна ручної праці механізованими процесами при формуванні посівів.

Важливим завданням є забезпечення максимально можливого кінцевого економічного ефекту. Це досягається завдяки узгодженню роботи всього комплексу машин, що використовуються при вирощуванні цукрового буряка, включаючи техніку для збирання, навантаження, транспортування та переробки продукції. При цьому необхідно враховувати експлуатаційні, агротехнологічні та економічні показники, забезпечуючи їх оптимальне поєднання.

У зв'язку з об'єктивним погіршенням рівномірності розміщення коренеплодів у рядках, що зумовлено зменшенням норми висіву та переходом до механізованого формування посівів, виникає необхідність адаптації бурякозбиральних машин до таких умов. Передусім це стосується гичкорізальних і викопувальних робочих органів, які повинні ефективно працювати за значного варіювання агрофізичних властивостей рослин і ґрунту.

Разом з тим, впровадження індустріальних технологій збирання висуває підвищені вимоги до продуктивності, якості роботи та надійності бурякозбиральної техніки і машинних комплексів. Важливим є також

забезпечення їх ефективної роботи в різних ґрунтово-кліматичних і погодних умовах.

З огляду на тривалі терміни зберігання і подальшої переробки цукрового буряка, цукрова промисловість висуває підвищені вимоги до якості коренеплодів. Насамперед це стосується точності обрізання гички, зменшення забрудненості землею та рослинними рештками, а також мінімізації механічних пошкоджень. Дотримання цих вимог дає змогу істотно скоротити втрати цукру, зокрема знизити їх майже вдвічі.

З урахуванням того, що продукція цукрового буряка використовується як сировина для виробництва цукру та як корм для тварин, бурякозбиральні машини повинні відповідати ряду важливих вимог. Вони мають забезпечувати збирання гички та коренеплодів як одночасно, так і роздільно, причому у стислі агротехнічні строки. При цьому необхідно отримувати якісну продукцію без залучення ручної праці.

Особлива увага приділяється якості збирання: допустимий рівень втрат у зрізаних головках коренеплодів має становити не більше 3%, тоді як інші види втрат - не перевищувати 2%., а загальний рівень забрудненості має бути не більше 10%, з яких частка гички - до 2,5%. Допустимий рівень пошкодження коренеплодів становить не більше 10%, а повнота збирання гички повинна бути не нижчою за 90%.

Машини також повинні характеризуватися високою технологічною надійністю (не менше 0,95) та ефективно працювати в різноманітних природно-виробничих умовах. Це включає різні рівні врожайності, стан ґрунту і гички, а також ступінь засміченості полів. Важливо, щоб техніка зберігала працездатність навіть у складних умовах, наприклад при підвищеній вологості ґрунту або його значній твердості.

Крім того, бурякозбиральні машини повинні бути достатньо універсальними, щоб їх можна було застосовувати за різних технологічних схем збирання залежно від конкретних умов господарства. Важливим напрямом є

також інтенсифікація процесу збирання шляхом підвищення робочих швидкостей і пропускної здатності машин.

Не менш суттєвим є зниження матеріало- та енергоємності техніки за рахунок удосконалення і спрощення її конструкції, що одночасно сприяє підвищенню надійності та ефективності виробничих процесів.

Збирання цукрового буряка за допомогою комбайнів або комплексу шестирядних машин (гичкозбиральної БМ-6 і коренезбиральної КС-6Б) має виконуватись із дотриманням визначених агротехнічних вимог.

Коренеплоди повинні повністю підкопуватися та витягуватися з ґрунту. При цьому допускається залишення в ґрунті не більше 1% буряків, а втрати на поверхні поля не повинні перевищувати 5%.

Робота гичкозрізального апарата має забезпечувати такий зріз гички, щоб коренеплоди можна було без додаткового ручного очищення відправляти на переробку. Вміст зеленої маси у воросі коренеплодів не повинен перевищувати 3%, а втрати цукроносної частини при зрізанні - не більше 5%. Для цього зріз необхідно виконувати на рівні, що проходить не нижче основи зелених черешків і не вище ніж 2 см від верхівки головки коренеплоду. Кількість коренеплодів із залишками гички довжиною до 2 см має становити не більше 5%.

Якщо зріз виконують занадто низько (на рівні сплячих бруньок), це призводить до значних втрат цукроносної маси, які можуть становити від 12,9 до 20,7% залежно від розміру коренеплодів. Вміст ґрунтових домішок у зібраній гичці не має перевищувати 1%, а її втрати повинні становити не більше 5% від загального врожаю. Допустима частка пошкоджених коренеплодів сягає 20%, при цьому сильно пошкоджених - не більше 5%.

У процесі експлуатації машин типу БМ-6Б слід забезпечити додаткове очищення головок коренеплодів від залишків гички, а також видалення рослинних решток із міжрядь по всій ширині захвату. При цьому допускається їх розміщення в середині міжрядь.

При використанні перевалочного методу збирання коренеплоди формують у польові кагати встановлених розмірів: ширина основи - 1,9-2,1 м, висота - 0,8-1 м.

Буряконавантажувачі мають забезпечувати підбирання щонайменше 99% придатних коренеплодів із цих кагатів.

Загальний рівень забруднення вороху коренеплодів після роботи буряконавантажувача має бути не більше 5%. При цьому частка гички та інших рослинних домішок не повинна перевищувати 1% (за умови, що початкова забрудненість вороху становить до 20% землею і до 5% рослинними рештками). Кількість коренеплодів, які зазнали значних пошкоджень у процесі роботи робочих органів, допускається не більше 3%. [3, 11, 13].

Важливу роль у підвищенні ефективності бурякозбиральної техніки відіграє загальний інженерно-технічний рівень її проєктування. Насамперед це стосується зменшення енерговитрат під час роботи машин, що дає змогу знизити витрати палива та підвищити економічність їх використання. Не менш важливим є зниження динамічних навантажень і вібрацій, які впливають на надійність вузлів і деталей, скорочують їх ресурс та збільшують імовірність поломок. Підвищення механічного коефіцієнта корисної дії сприяє більш раціональному використанню потужності енергетичного засобу, а зростання зносостійкості елементів конструкції забезпечує довговічність машин і зменшує витрати на їх обслуговування та ремонт.

Зазначені вимоги мають комплексний характер, оскільки охоплюють не лише конструктивні особливості машин, а й технологічні та організаційні аспекти їх застосування. Це зумовлює необхідність вирішення широкого кола взаємопов'язаних завдань - від удосконалення загальної компоновки машин і технологічних схем роботи до оптимізації конструкції робочих органів та окремих вузлів. У підсумку всі ці напрямки об'єднуються в єдину актуальну проблему - підвищення технічного рівня та ефективності бурякозбиральних машин шляхом їх комплексної модернізації.

2.2 Огляд конструкцій машин для збирання коренеплодів

У 70-90-х роках у провідних країнах, де широко вирощують цукрові буряки, спостерігався активний розвиток техніки й технологій їх збирання. У цей період інтенсивно створювалися нові типи бурякозбиральних машин, удосконалювалися робочі органи для зрізання гички, викопування коренеплодів і очищення їх від домішок, а також покращувалася організація самого процесу збирання.

Найбільш поширеними стали дві основні технологічні схеми: однофазна, коли всі операції виконуються одним комбайном за один прохід, і багатofазна (двох- або трьохетапна), за якої окремі процеси - зрізання гички, викопування та підбирання коренеплодів - виконуються різними машинами.

Поряд із розробкою потужних (150-250 к.с.) і надпотужних (350-480 к.с.) високопродуктивних самохідних бурякозбиральних комбайнів на 6 і навіть 9 рядків, значна увага приділяється створенню та вдосконаленню менш потужної техніки. Хоча такі машини мають нижчу продуктивність, вони відзначаються кращою економічністю, простішою конструкцією, зменшеними витратами палива та обслуговування, а також меншою трудомісткістю експлуатації. Це робить їх особливо доцільними для невеликих і середніх господарств, де використання надпотужної техніки не завжди є економічно виправданим.

До цього класу належать як причіпні, так і компактні самохідні бурякозбиральні машини, які агрегатуються з тракторами середньої потужності. Вони забезпечують достатню якість збирання за умови правильного налаштування та дотримання агротехнічних вимог, а також характеризуються кращою маневреністю на полях складної конфігурації.

Серед найбільш відомих представників цієї групи можна виділити дворядні причіпні бункерні комбайни KR2 фірми «KLEINE» (рис. 2.1.) та V202 компанії «STOLL» (Німеччина), (рис.2.2.) а також машини датської фірми «TIM» - моделі М II SA/TE120 (двохрядна) і М III SA/TE120 (трьохрядна). Ці

комбайни поєднують у собі відносно просту конструкцію з достатньо ефективними робочими органами для зрізання гички, викопування коренеплодів і їх первинного очищення.



Рис. 2.1. Комбайн KR2 фірми «KLEINE»

Цей двохрядний причіпний комбайн із бункером, який відзначається надійною конструкцією та використанням вібраційних робочих органів. Машина забезпечує ефективне викопування буряків навіть на важких ґрунтах. Очищення коренеплодів здійснюється за рахунок системи бітерів і транспортерів, що сприяє зменшенню домішок.

До основних переваг цієї машини належить передусім її висока надійність і міцність конструкції, що забезпечує тривалий термін експлуатації навіть за інтенсивного використання. Важливою перевагою є також ефективність процесу викопування, яка досягається завдяки використанню вібраційних робочих органів - вони сприяють кращому відокремленню коренеплодів від ґрунту. Крім того, машина забезпечує достатньо якісне очищення продукції від залишків землі, що позитивно впливає на подальшу

обробку та зберігання врожаю. Конструкція агрегату є відносно простою, що полегшує технічне обслуговування, ремонт і знижує витрати на експлуатацію. Ще однією суттєвою перевагою є можливість ефективної роботи в різноманітних ґрунтово-кліматичних умовах, що робить машину універсальною у використанні.

Водночас ця техніка має і певні недоліки. Зокрема, відсутність гумового доочисника головок може призводити до менш якісного очищення коренеплодів, особливо за складних умов роботи. Також варто відзначити підвищений рівень травматизації продукції порівняно з більш сучасними аналогами, що може негативно впливати на її товарний вигляд і лежкість. Продуктивність машини оцінюється як середня, що може бути недостатнім для великих господарств із значними обсягами робіт. Крім того, для ефективного функціонування агрегату необхідний трактор достатньо високої потужності, що може обмежувати можливості його використання в господарствах із менш потужною технічною базою.



Рис. 2.2. Причіпний бурякозбиральний комбайн V202 компанії «STOLL»

Комбайн V202 фірми STOLL є двохрядним причіпним бункерним агрегатом, який вирізняється компактними розмірами та продуманим

розташуванням робочих органів. Машина виконує повний цикл збирання буряків: зрізання гички, викопування коренеплодів, їх очищення від ґрунту та подальше накопичення у бункері, що робить процес збирання більш зручним і організованим.

Серед основних переваг цього комбайна варто відзначити його компактну конструкцію, яка забезпечує хорошу маневреність під час роботи, особливо на полях зі складною конфігурацією. Машина демонструє достатньо високий рівень очищення коренеплодів, що сприяє покращенню якості зібраної врожаю. Порівняно з іншими аналогічними моделями, комбайн має меншу масу, що знижує навантаження на ґрунт і полегшує транспортування. Крім того, він характеризується відносно економним споживанням палива, що позитивно впливає на загальні витрати господарства. Ще однією перевагою є простота агрегаткування з трактором, що робить його зручним у використанні навіть за обмежених технічних можливостей.

Разом з тим, комбайн має і певні недоліки. Його продуктивність є нижчою порівняно з сучасними багаторядними машинами, що може обмежувати ефективність застосування у великих господарствах. Об'єм бункера також є відносно невеликим, через що виникає потреба у частішому розвантаженні. Машина досить чутлива до умов роботи - зокрема, при засмічених або перезволожених ґрунтах її ефективність може знижуватися. Окрім цього, у разі неправильного налаштування робочих органів можливі втрати коренеплодів, що негативно впливає на загальний результат збирання.

Обидва комбайни є типовими представниками двохрядних причіпних бурякозбиральних машин, які добре підходять для господарств із середніми площами. Вони відзначаються відносною простотою конструкції та надійністю, однак поступаються сучасним самохідним багаторядним комбайнам за продуктивністю, рівнем автоматизації та якістю очищення.

У цілому розвиток малопотужної бурякозбиральної техніки є важливим напрямом удосконалення механізації, оскільки дозволяє забезпечити ефективне збирання врожаю в різних виробничих умовах, підвищити доступність сучасної

техніки для господарств різного масштабу та знизити загальні витрати на виробництво цукрових буряків.

Сучасні бурякозбиральні комбайни провідних європейських фірм відзначаються високим рівнем механізації, автоматизації та продуктивності. Їх конструкція спрямована на забезпечення якісного викопування коренеплодів, ефективного очищення від ґрунту та рослинних решток, а також мінімізації втрат і пошкоджень буряків. Найбільш відомими виробниками такої техніки є німецькі фірми HOLMER, KLEINE та STOLL, машини яких широко застосовуються у господарствах різної потужності.

Бурякозбиральні комбайни HOLMER (рис. 2.3.) є самохідними високопродуктивними машинами, що забезпечують повний цикл збирання буряків за один прохід. Їх конструкція включає гичкозрізальний апарат, викопувальні робочі органи, багатоступеневу систему очищення, транспортні пристрої та бункер великої місткості.



Рис. 2.3. Бурякозбиральні комбайни HOLMER

У передній частині машини розташований гичкозрізальний апарат (рис.2.4.), який складається з копіювальних коліс, ножів та доочисних пристроїв для видалення залишків гички з головок коренеплодів. Викопування здійснюється за допомогою лемешів або дискових копачів, після чого буряки

підхоплюються піднімальними роликами та подаються на пруткові транспортери.



Рис.2.4. Гичкозрізальний апарат комбайна HOLMER

Система очищення включає турбіни, вальці та роторні очисники, які забезпечують інтенсивне відділення ґрунту. Очищені коренеплоди накопичуються у бункері великого об'єму (до 40-45 т), з якого здійснюється їх перевантаження у транспортні засоби.

Ці комбайни характеризуються низкою важливих особливостей, які визначають їх ефективність та сферу застосування. Насамперед вони відзначаються високою продуктивністю, оскільки здатні одночасно збирати від 6 до 12 рядків, що значно пришвидшує процес збирання врожаю та робить їх особливо придатними для великих господарств. Важливою технічною перевагою є наявність систем автоматичного регулювання робочих органів, яка дозволяє оптимізувати роботу машини залежно від умов поля та стану ґрунту.

Конструкція таких комбайнів передбачає використання багатовісного шасі, що сприяє рівномірному розподілу навантаження і зменшенню тиску на

грунт, тим самим знижуючи його ущільнення. Це позитивно впливає на стан поля та подальше вирощування культур. Крім того, машини забезпечують мінімальні втрати врожаю завдяки високій точності виконання технологічних операцій.

Водночас слід враховувати, що такі комбайни мають складну конструкцію, що ускладнює їх обслуговування та ремонт. Окрім цього, вони відзначаються високою вартістю, що може бути суттєвим обмеженням для невеликих господарств при їх придбанні та використанні.

Комбайни KLEINE представлені як самохідними (рис.2.5.), так і причіпними моделями, що забезпечує їх універсальність у використанні. За конструкцією вони дещо простіші та легші, ніж машини HOLMER, однак характеризуються високою якістю виконання технологічного процесу.



Рис.2.5. Комбайни KLEINE

Гичкозрізальний апарат виконує зрізання гички та попереднє очищення головок коренеплодів. Викопування здійснюється лемешами або дисками з подальшим підніманням буряків за допомогою роликів або стрічкових пристроїв.

Важливою конструктивною особливістю є застосування вібраційних робочих органів і відбійних бітерів, які сприяють інтенсивному очищенню

буряків від ґрунту. Переміщення коренеплодів відбувається прутковими транспортерами, що одночасно виконують функцію доочищення.

Особливості: компактність і менша маса; ефективне очищення за рахунок вібраційних елементів; нижча енергоємність; відносна простота технічного обслуговування; можливість збільшення пошкоджень коренеплодів при інтенсивному очищенні.

Порівняльний аналіз показує, що бурякозбиральні комбайни провідних фірм мають різну конструктивну складність і продуктивність. Самохідні машини HOLMER характеризуються максимальною технологічністю та продуктивністю і призначені для великих площ. Комбайни KLEINE займають проміжне положення, поєднуючи ефективність роботи та відносну простоту конструкції. Причіпні машини STOLL є більш доступними, простими в обслуговуванні та доцільними для господарств з меншими обсягами збирання буряків.

Одним із найважливіших показників ефективності роботи коренезбирального комбайна є його продуктивність та якість виконання технологічного процесу збирання буряків. Відповідно до технічних вимог, машина повинна забезпечувати виробіток не менше 0,37 га за годину змінного часу.

При цьому втрати коренеплодів під час збирання мають бути не більше 1,5% від їх загальної маси. Допускається, щоб кількість буряків із пошкодженою або сколотою поверхнею зрізу становила до 10%, а частка коренеплодів, вибитих робочими органами гичкозрізального апарата, - не перевищувала 0,1%.

Важливим якісним показником є також забрудненість вороху, яка повинна бути на рівні не більше 8%, у тому числі до 2% рослинних решток. Дотримання цих параметрів забезпечує ефективне збирання врожаю та зменшення втрат під час подальшого транспортування і переробки.

У виробничих умовах показники роботи коренезбиральних комбайнів часто відрізняються від нормативних. Це пов'язано з впливом несприятливих

агротехнічних та погодних факторів, зокрема підвищеної вологості ґрунту, значної забур'яненості посівів, а також виконанням робіт на важких, мокрих і в'язких ґрунтах. У таких умовах технологічний процес збирання ускладнюється, що призводить до зниження продуктивності машин інколи до 0,2 га/год.

Крім того, істотно погіршуються якісні показники роботи. У зібраній масі значно зростає кількість домішок (вороху), яка може досягати 20%, що пов'язано з налипанням ґрунту на коренеплоди та погіршенням ефективності очисних робочих органів. Такі умови також сприяють збільшенню енергетичних витрат, підвищенню навантаження на робочі органи машини та їх прискореному зношуванню.

Одним із вирішальних факторів забезпечення якісного збирання буряків у складних умовах є ефективність зрізання та видалення гички з рядків, що безпосередньо впливає на подальший процес викопування і очищення коренеплодів. Неповне або нерівномірне зрізання гички призводить до засмічення викопувальних і очисних пристроїв, збільшення втрат врожаю та погіршення якості зібраної продукції.

Типова конструктивна схема гичкозрізального апарата бурякозбирального комбайна наведена на рисунку 2.6.

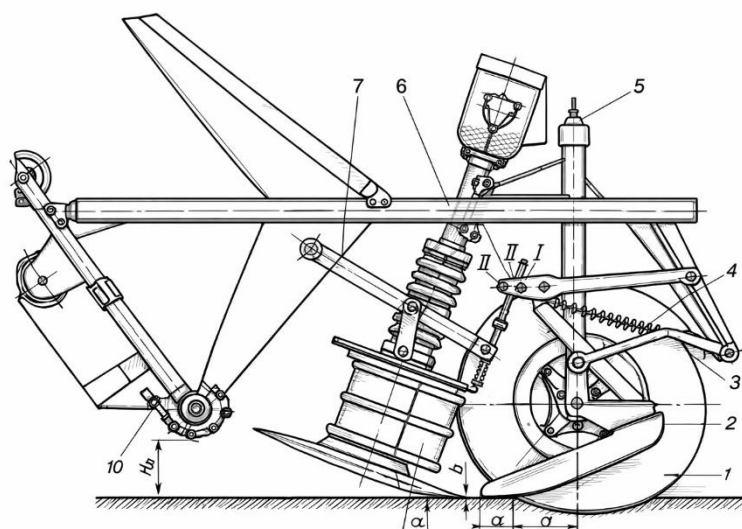


Рис. 2.6. Типова конструктивна схема гичкозрізального апарата

1 - підтримувальне колесо; 2 - копіювальний диск; 3, 7 - важільно-пружинний механізм підвіски копіювального диска і ножа; 4 - навантажувальна пружина; 5 - гвинтовий механізм регулювання положення опорного колеса; 6 - механізм регулювання горизонтального та вертикального зазорів між ножом і копіювальним диском; 8 - ріжучий ніж; 9 - бітер для видалення гички; 10 - транспортер для відведення гички.

Саме тому провідні фірми-виробники бурякозбиральної техніки приділяють значну увагу розробці та вдосконаленню конструкцій гичкозрізальних апаратів. У сучасних машинах застосовуються різні технічні рішення: копіювальні механізми для точного повторення рельєфу поля, активні ножові або роторні робочі органи, доочисні пристрої, системи регулювання висоти зрізу та автоматизоване керування процесом. Це дає змогу підвищити якість зрізання гички, зменшити втрати коренеплодів і забезпечити стабільну роботу комбайна навіть у складних ґрунтово-кліматичних умовах.

Аналіз сучасної бурякозбиральної техніки в цілому, а також конструкцій гичкозбиральних вузлів зокрема, свідчить про те, що одним із визначальних факторів ефективності технологічного процесу є якісне та повне видалення гички з головок коренеплодів. Від рівня виконання цієї операції значною мірою залежить продуктивність машин, величина втрат урожаю та якість подальшого викопування коренеплодів.

З урахуванням вимог, які ставляться до гичкозбиральної техніки, а також специфічних умов її експлуатації, проведений аналіз існуючих конструкцій гичкорізальних апаратів і результатів їх роботи показує, що вітчизняні машини не завжди забезпечують необхідну якість виконання технологічного процесу. Це проявляється у значних втратах цукроносної маси, недостатньому очищенні головок коренеплодів від залишків гички, а також у підвищеному рівні їх пошкодження, особливо під час роботи у складних польових умовах - на забур'янених ділянках, при підвищеній вологості ґрунту або нерівномірному розміщенні коренеплодів.

У зв'язку з цим підвищення функціонально-експлуатаційних показників робочих органів, призначених для зрізування гички, набуває особливої актуальності. Насамперед це стосується зменшення втрат цукроносної маси, зниження пошкодження коренеплодів, підвищення якості їх очищення та одночасного зменшення енерговитрат на виконання технологічного процесу. Важливим також є забезпечення високої надійності та стабільності роботи машин у різноманітних виробничих умовах.

Таким чином, удосконалення конструкції та розробка нових компонувальних рішень гичкорізальних пристроїв є перспективним напрямом розвитку сучасної вітчизняної коренезбиральної техніки, що сприятиме підвищенню ефективності збирання цукрових буряків у цілому.

Висновок по розділу

Основним завданням дипломного проекту є удосконалення бункерного дворядкового комбайна КБ-2, а саме пропонується вдосконалити конструкцію шнекового транспортера. Для цього необхідно вирішити такі завдання: обґрунтувати технологічні характеристики, виконати розрахунки конструктивних параметрів, виконати міцнісні розрахунки найбільш навантажених елементів конструкції.

3. ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ УДОСКОНАЛЕНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗРІЗАННЯ ГИЧКИ

3.1. Будова і технологічний процес роботи удосконаленого робочого вузла

У сучасних умовах удосконалення коренезбиральних машин першочергова увага приділяється розробці та впровадженню ефективних систем очищення вороху. Їх застосування дає змогу підвищити продуктивність збиральних агрегатів, зменшити трудомісткість виконання технологічних операцій і забезпечити зниження фізичної забрудненості коренеплодів. За сприятливих ґрунтових умов рівень забруднення зібраної продукції може бути зменшений до 8-12 %, що позитивно впливає на якість сировини та подальшу її переробку.

Причіпний бункерний дворядний комбайн КБ-2 (рис. 3.1) є зручною та ефективною машиною для виконання однофазного збирання коренеплодів цукрового буряка, особливо на полях з невеликими площами посіву.

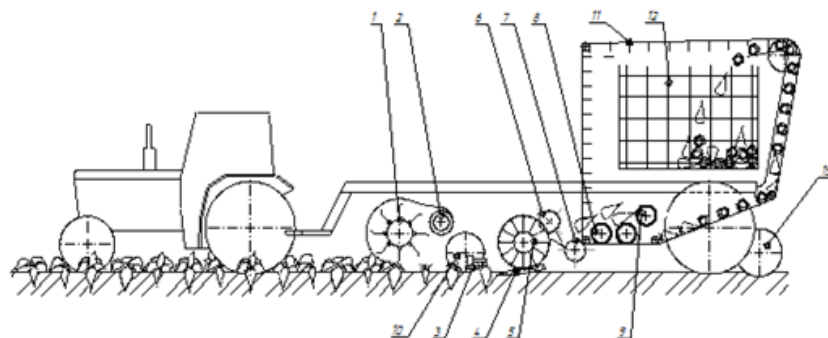


Рис.3.1. Причіпний бункерний дворядний комбайн КБ-2

Його конструкція забезпечує виконання основних технологічних операцій у одному проході агрегату, що сприяє раціональному використанню технічних засобів і зниженню витрат на збирання врожаю.

Для зрізання та видалення гички в цій машині використовується гичкоріз (рис. 3.2), конструкція якого включає вертикальні ротори з маятниковими молотками та горизонтальний шнековий транспортер. Додаткове доочищення коренеплодів здійснюється за допомогою пасивного ножа, встановленого на паралелограмному механізмі. Така конструкція гичкоріза є простою, має невелику металомісткість і забезпечує виконання технологічного процесу відповідно до встановлених агротехнічних вимог.

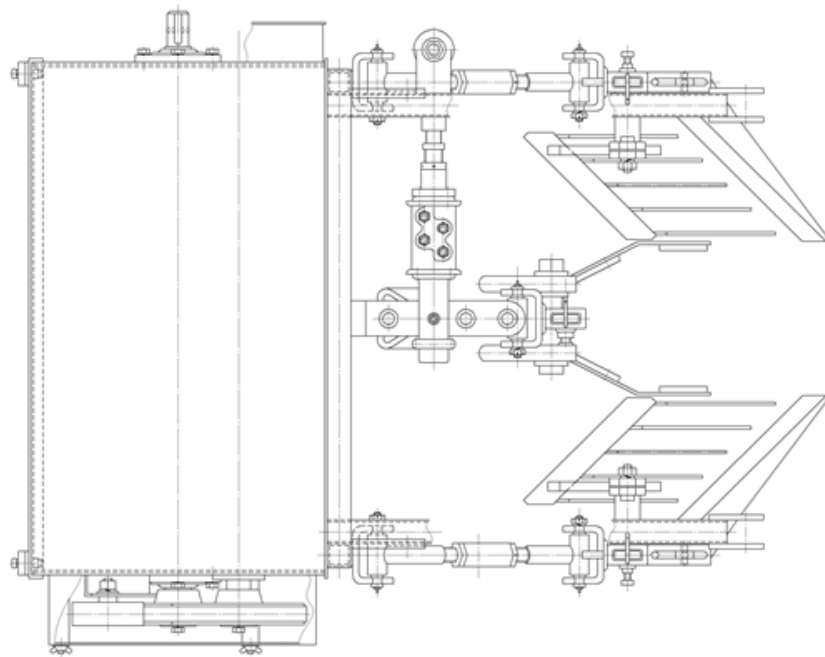


Рис. 3.2 - Гичкоріз комбайна КБ-2

Гичкорізальний механізм складається з ножа, закріпленого на осі обертання та підтиснутого пружиною. Його переміщення обмежується спеціальними упорами, завдяки чому різання відбувається зі ковзанням. Це сприяє більш якісному зрізанням головок коренеплодів цукрових буряків безпосередньо на корені.

Коли гичкорізальний пристрій рухається вздовж рядків цукрових буряків, у яких гичка вже зрізана на одному рівні з ґрунтом, гребінчастий копір контактує з головками коренеплодів, повторює їхню форму і передає ці коливання ножу через паралелограмну підвіску. У процесі зрізання залишків гички ніж обертається навколо власної осі до упору, що дозволяє виконати

ковзне різання, а після завершення роботи пружина повертає його у початкове положення.

Така конструкція гичкорізального пристрою забезпечує зрізання головок із їх ковзанням уздовж леза ножа. Завдяки цьому процес відбувається більш плавно порівняно з жорстким рубанням, що покращує якість зрізу та зменшує кількість пошкоджень і сколів на поверхні коренеплодів.

На коренезбиральному комбайні КБ-2. (рис.3.1.) Шнековий транспортер виконаний у вигляді труби діаметром 90 мм із лівосторонньою навивкою (рис. 3.3), зовнішній діаметр якої становить 288 мм, а крок - 280 мм. Він закріплений з обох боків у підшипниках, розміщених у корпусах: з одного боку кріпиться до боковини, а з іншого - до кронштейна, який для зручності монтажу приєднаний до рами гичкоріза.

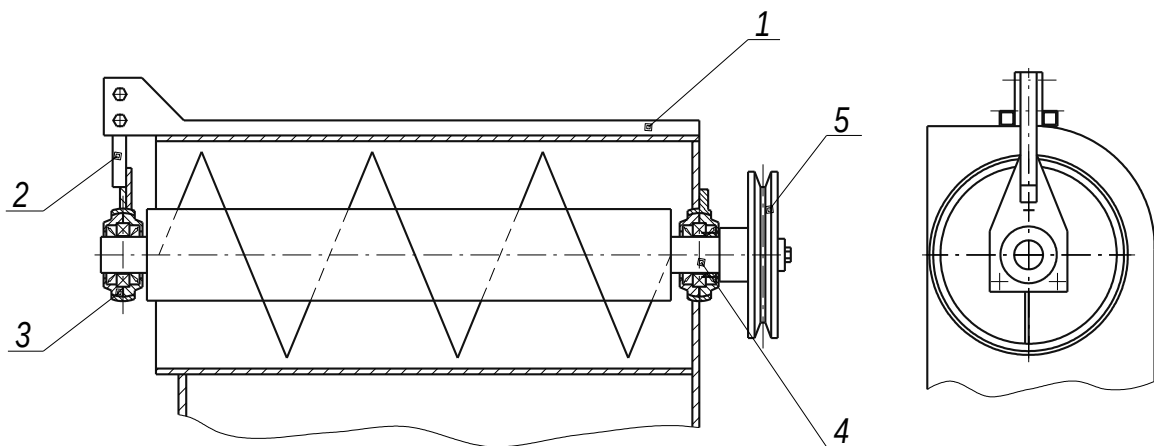


Рис.3.3. Схема фіксації гвинтового транспортера у конструкції машини

1 - рама гичкорізального апарата; 2 - кронштейн кріплення; 3 - опора підшипника; 4 - гвинтовий транспортер (шнек); 5 - шків клинопасової передачі.

У складних умовах роботи, зокрема при підвищеній вологості або значній забур'яненості, на кронштейні вихідного кінця накопичується рослинна маса. З часом це призводить до забивання вихідного отвору, заклинювання матеріалу між шнеком і стінками жолоба, а також до пробуксовування клинопасової передачі.

У результаті таких явищ знижується продуктивність або навіть відбувається повна зупинка роботи транспортера. Зібрана маса не відводиться належним чином, залишається на рядках коренеплодів, а потім потрапляє в бункер, збільшуючи вміст домішок. Щоб уникнути цього, оператор змушений зменшувати швидкість руху, періодично зупинятись для прокручування шнека або повністю припиняти роботу.

У крайніх випадках необхідно зупинити трактор, вимкнути вал відбору потужності та заглушити двигун, після чого механізатор має вийти з кабіни і вручну усунути несправності. Це призводить до значних втрат робочого часу і зниження загальної ефективності.

Для усунення зазначених недоліків і покращення виведення гички пропонується модернізувати шнековий транспортер, замінивши двосторонньо закріплений шнек на консольний (рис. 3.4).

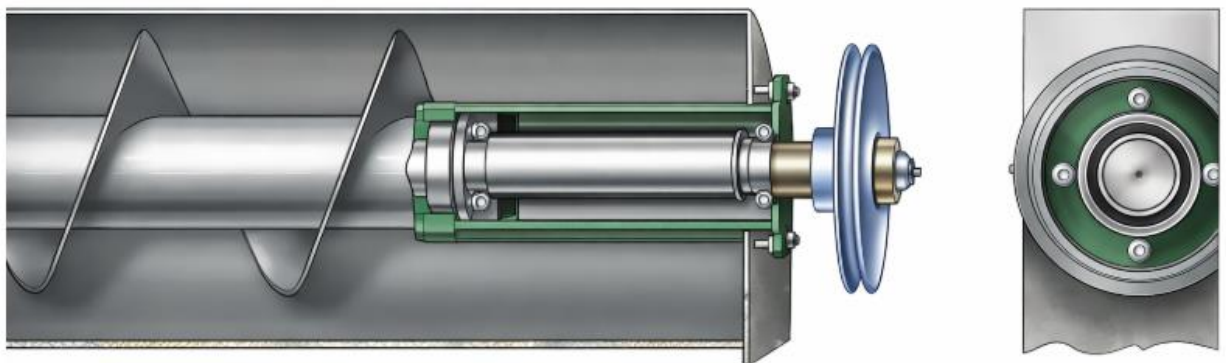


Рис.3.4. Схема модернізованого гвинтового транспортера нового гичкоріза

Удосконалений варіант являє собою трубу довжиною 870 мм із зовнішнім діаметром 90 мм і навивкою висотою 198 мм та кроком 280 мм. Усередині труби приварений вал із посадочними місцями під підшипники та шків. Обертання шнека здійснюється на підшипникових опорах, які встановлені в стакані із зовнішнім діаметром 85 мм і загальною довжиною 855 мм.

З огляду на обмежений доступ до вузла під час технічного обслуговування, доцільно застосувати радіальні однорядні підшипники

закритого типу з двостороннім ущільненням. Таке виконання дозволяє зменшити потрапляння пилу, вологи та рослинних залишків у підшипниковий вузол, що підвищує його довговічність і знижує потребу в частому обслуговуванні.

Підшипниковий вузол розміщується у спеціальному стакані, який жорстко закріплюється на підсиленій боковині рами гичкоріза. Це забезпечує надійність конструкції, зменшує вібрації та запобігає перекосам під час роботи шнека.

Передача крутного моменту здійснюється за допомогою клинопасової передачі. Для підвищення її ефективності та стабільності роботи передбачено встановлення фіксованого натяжного ролика із зовнішнього боку. Це дозволяє підтримувати оптимальний натяг ременя, зменшити його пробуксовування, підвищити коефіцієнт корисної дії приводу та продовжити термін служби елементів передачі (див. графічну частину проекту).

Принцип роботи удосконаленого шнекового транспортера залишається аналогічним базовій конструкції: обертовий шнек переміщує зібрану масу вздовж жолоба до вихідної частини, забезпечуючи її безперервне транспортування та виведення із зони роботи гичкорізального апарата.

3.2. Інженерний розрахунок гвинтової циліндричної пружини дообрізного вузла

У запропонованій конструкції пасивного дообрізного пристрою ніж притискається за допомогою гвинтової циліндричної пружини. Щоб забезпечити ефективну та надійну роботу цього вузла, необхідно визначити основні параметри пружини (рис. 3.5).

Жорсткість і податливість циліндричних пружин залежать від їх індексу C . У практиці зазвичай використовують пружини з індексом у межах 4...12. Для підвищення податливості значення індексу намагаються збільшити. При цьому, якщо збільшувати індекс для пружини з заданою жорсткістю, можна скоротити

її довжину за рахунок збільшення діаметра. І навпаки, при зменшенні індексу діаметр пружини зменшується, але її довжина зростає.

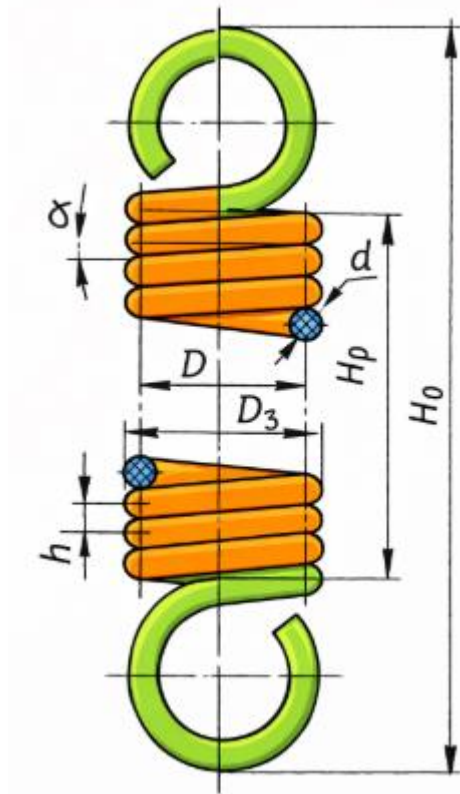


Рис. 3.5. Гвинтова циліндрична пружина розтягу.

З урахуванням особливостей даної конструкції доцільно прийняти індекс пружини рівним 5, що забезпечує оптимальне поєднання габаритів і робочих характеристик.

Для виконання розрахунку пружини на міцність необхідно проаналізувати силові фактори, що виникають у перерізі її витка під дією зовнішнього навантаження P (рис. 3.6). Пружина працює в умовах складного напруженого стану, тому важливо врахувати всі сили та моменти, які діють на її елементи.

Розглянемо рівновагу нижньої частини пружини. Відповідно до умов статичної рівноваги можна встановити, що в довільному перерізі витка

виникають внутрішні силові фактори, а саме: крутний момент і поперечна сила. Крутний момент визначається як:

$$T=0,5 \cdot D \cdot P$$

де D - середній діаметр пружини, а P - прикладене навантаження.

Дія крутного моменту викликає закручування витка пружини, що призводить до виникнення дотичних напружень кручення. Одночасно з цим поперечна сила P спричинює напруження зрізу в перерізі дроту. Таким чином, виток пружини перебуває під дією комбінованого навантаження - кручення та зрізу.

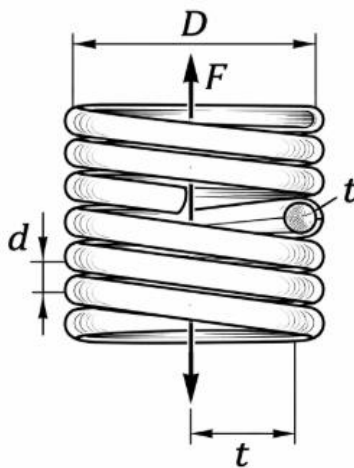


Рис. 3.6. Силове навантаження витків розтягуювальної пружини

У реальних умовах роботи пружини саме напруження кручення є визначальними для її міцності, оскільки вони досягають найбільших значень. Тому при розрахунках особливу увагу приділяють визначенню максимальних дотичних напружень і порівнянню їх з допустимими значеннями матеріалу пружини. Це дозволяє забезпечити надійність роботи пружини та уникнути її руйнування під час експлуатації.

При розрахунку пружини допускається спрощення, згідно з яким кут підйому витків α (рис. 3.6) не враховується. Це обґрунтовано тим, що для більшості пружин розтягу та стиску його величина є незначною і, як правило,

не перевищує 10-12°, тому його вплив на результати розрахунку можна знехтувати.

Крім того, у спрощеному підході також не враховують напруження зрізу, що виникають від дії поперечної сили, оскільки їхній внесок у загальний напружений стан витка є меншим порівняно з основними напруженнями.

За таких припущень вважається, що витки пружини працюють переважно на кручення. Тому для визначення напружень у витках використовують залежності, відомі з курсу опору матеріалів, які описують напружений стан при кручення стрижня круглого перерізу.

$$\tau = \frac{T \cdot K}{W_p} = \frac{8 \cdot P \cdot D \cdot K}{(\pi \cdot d^3)}, \quad (3.1)$$

де K - коефіцієнт, який бере до уваги кривизну витків;

W_p - момент опору крученню витка, $W_p = \pi d^3/16$;

d - товщина дроту пружини;

D - середній діаметр спіралі пружини.

Коефіцієнт K визначають залежно від індексу C пружини за співвідношенням:

$$K = 1 + 1,4 / C. \quad (3.2)$$

Правило міцності витків пружини запишемо у вигляді [7]:

$$\tau = \frac{8 \cdot P \cdot D \cdot K}{(\pi \cdot d^3)} \leq [\tau], \quad (3.3)$$

де $[\tau]$ - максимально допустима крутильна напруга для матеріалу пружини.

Необхідний діаметр дроту пружини (3.3) визначимо за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot P \cdot D \cdot K}{(\pi[\tau])}}. \quad (3.4)$$

Беручи до уваги, що ($D/d = C$), розрахунок діаметра дроту пружини можна представити у такій формі:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot P \cdot K \cdot C}{(\pi[\tau])}}. \quad (3.5)$$

Рівень допустимих напружень у пружинах визначається типом матеріалу, режимом навантаження та важливістю функцій пружини. Для пружин відповідального призначення, особливо циліндричних гвинтових, зазвичай використовують дріт підвищеної або високої міцності. Для таких навантажених статично пружин допустимі напруження беруть: при розрахунку витків на кручення $[\tau]_c = 0,5\sigma_s$; при розрахунку на згин $[\sigma]_c = 0,5\sigma_s$.

Під час експлуатації пружини дообрізувача вона піддається змінним навантаженням, тому величину допустимих напружень визначають виходячи з необхідності уникнення втомного руйнування. У цьому випадку зазвичай радять використовувати [7]:

$$[\tau] = [\tau]_c \cdot K_L, [\sigma] = [\sigma]_c \cdot K_L, \quad (3.6)$$

де $[\tau]_c, [\sigma]_c$ - максимально допустимі статичні напруження пружин;

K_L - показник стійкості до втоми матеріалу, що враховує кількість циклів навантаження N протягом терміну служби пружини та коефіцієнти асиметрії циклів R .

Згідно з джерелом [7], приймаємо межу міцності дроту $\sigma_s = 1100$ МПа та коефіцієнт $K_L = 0,4$, виходячи з використання пружинного дроту III класу міцності діаметром 3-4 мм для виготовлення пружини. У цьому випадку допустимий рівень напружень у витках становить:

$$[\tau] = 0,5 \cdot \sigma_s \cdot K_L = 0,5 \cdot 1100 \cdot 0,4 = 220 \text{ МПа}.$$

При попередньому прийнятті індексу пружини $C' = 5$ отримаємо

коефіцієнт, який враховує вплив кривизни витків, за формулою (3.2):

$$K' = 1 + 1,4 / 5 = 1,3.$$

Після цього, використовуючи формулу (3.5), розраховуємо діаметр дроту пружини.:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 65,3 \cdot 1,3 \cdot 5}{(3,14[220])}} = 2,2 \text{ мм.}$$

Отримане значення d округлюємо до найближчого стандартного діаметра дроту для виготовлення пружин, що становить $d = 3$ мм. На основі цього діаметра можна розрахувати середній та зовнішній діаметри пружини:

$$D = C \cdot d = 5 \cdot 3 = 15 \text{ мм;}$$

$$D_3 = D + d = 15 + 3 = 18 \text{ мм.}$$

Подовження або стиск пружини під дією навантаження P у напрямку осі визначають як результат множення кута закручування її витків на середній радіус пружини, який дорівнює половині зовнішнього діаметра $0,5D$:

$$\lambda = 0,5D \cdot \theta = \frac{0,5 \cdot D \cdot M \cdot \pi \cdot D \cdot i}{(G \cdot I_p)}, \quad (3.7)$$

де i - число активних витків пружини;

G - коефіцієнт зсувної жорсткості матеріалу пружини (для сталі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа);

I_p - момент інерції кручення перерізу витка пружини, $I_p = \pi \cdot d^4 / 32$.

Підставляючи I_p через d та враховуючи співвідношення $D/d = C$, формулу для осьової пружної деформації пружини (3.7) можна представити у такій формі:

$$\lambda = \frac{8 \cdot P \cdot D^3 \cdot i}{(G \cdot d^4)} = \frac{8 \cdot F \cdot C^3 \cdot i}{(G \cdot d)}. \quad (3.8)$$

Відношення прикладеного навантаження P до осьової пружної

деформації λ пружини визначає її жорсткість k . З формули (3.8) отримуємо:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{(8 \cdot D^3 \cdot i)} = \frac{G \cdot d}{(8 \cdot C^3 \cdot i)}. \quad (3.9)$$

З виразу (3.8) можна визначити необхідну кількість активних витків пружини, відповідно до значення λ :

$$i = \frac{G \cdot d^4 \cdot \lambda}{(8 \cdot P \cdot D^3)} = \frac{G \cdot d \cdot \lambda}{(8 \cdot P \cdot C^3)}. \quad (3.10)$$

На робочій характеристиці обов'язково повинні бути зазначені основні параметри. До них належать:

$\lambda_{\min}$, $\lambda_{\max}$ - мінімальне та максимальне значення деформації пружини, що відповідають її робочому діапазону.

Також визначають навантаження, які діють на пружину:

$P_{\min}$, $P_{\max}$, P_{zp} - відповідно мінімальне, максимальне та розрахункове робоче навантаження. Окрім цього, враховується граничне навантаження P_{zp} яке визначає межу працездатності пружини.

Для пружин стиску це навантаження відповідає моменту повного змикання витків (посадки), а для пружин розтягу - обмежується міцністю матеріалу витків. Таким чином, робоча характеристика дозволяє забезпечити надійну та безпечну роботу пружини в заданих умовах.

Для пружин розтягування (рис. 3.7) із щільно намотаними (закритими) витками початкове натягнення, що забезпечує притискання суміжних витків, розраховується за рівнянням: $P_0 = (0,2 \dots 0,3) \cdot P_{zp}$. Максимальне допустиме навантаження для пружин розтягування та стискання визначають як $P_{zp} = (1,1 \dots 1,2) \cdot P_{\max}$.

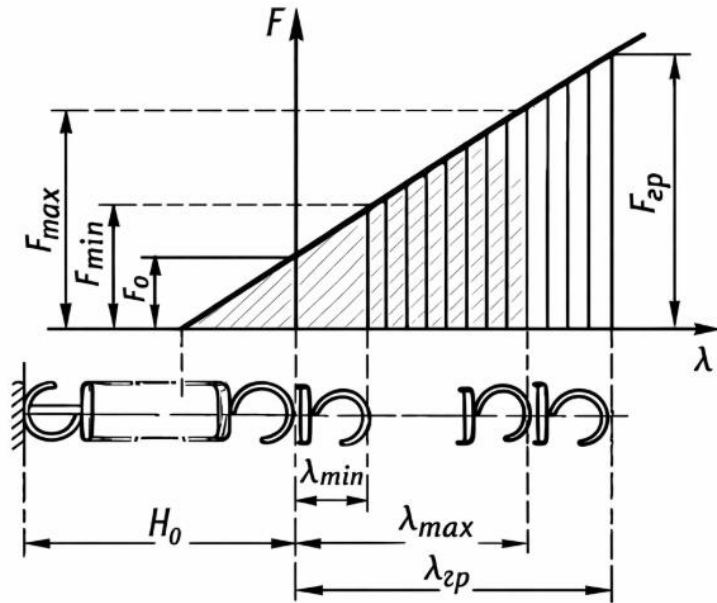


Рис.3.7. Характеристика роботи пружини розтягу

Граничне навантаження:

$$P_{zp} = 1,2 \cdot P = 1,2 \cdot 65,3 = 78,36 \text{ Н.}$$

Згідно з рівнянням (3.10), визначаємо необхідну кількість витків пружини для забезпечення осьової деформації $\lambda = 20$ мм:

$$i = 8 \cdot 10^4 \cdot 3^4 \cdot 20 / (8 \cdot 65,3 \cdot 15^3) \cong 73.$$

Під дією цього навантаження розрахункова напруга в витках пружини з обраними характеристиками становить:

$$\tau = \frac{8 \cdot 78,36 \cdot 15 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 3^3} = 144,2 \leq [\tau] = 220 \text{ МПа.}$$

Інші параметри пружини визначаються за такими формулами:

- довжина вільної робочої частини пружини (див. рис. 3.6):

$$H_p = i \cdot d, \quad (3.11)$$

$$H_p = 73 \cdot 3 = 219 \text{ мм;}$$

- загальна кількість витків:

$$i_0 = i + (1...2), \quad (3.12)$$

$$i_0 = 73 + 2 = 75;$$

- вільна довжина пружини:

$$H_0 = i_0 \cdot d + 2 \cdot h_B, \quad (3.13)$$

де $h_B = (0,5...1) \cdot D$ - розмір (висота) одного вушкового кінця пружини.

$$H_0 = 75 \cdot 3 + 2 \cdot 15 = 255 \text{ мм};$$

- довжина пружини під дією максимального розрахункового навантаження:

$$H = H_0 + \lambda_{\max} = H_0 + (P_{\max} - P_0)/k = H_0 + 8 \cdot C^3 \cdot i \cdot (P_{\max} - P_0)/(G \cdot d), \quad (3.14)$$

$$H = 255 + 8 \cdot 5^3 \cdot 73 \cdot (78,36 - 65,3)/(8 \cdot 10^4 \cdot 3) = 258,97 \text{ мм}.$$

Під дією максимальної осьової сили $P = 78,36 \text{ Н}$ відстань між витками пружини зменшується до мінімального значення:

$$\Delta = 0,2\lambda / i, \quad (3.15)$$

$$\Delta = 0,2 \cdot 20 / 73 = 0,05 \text{ мм}.$$

Відстань між витками вільної пружини:

$$h = \lambda / i + d + \Delta, \quad (3.16)$$

$$h = 20 / 73 + 3 + 0,05 = 3,32 \text{ мм}.$$

Загальна довжина матеріалу для намотування пружини:

$$L = \pi \cdot D \cdot i_0 / \cos \alpha + 2 \cdot l_B, \quad (3.17)$$

де l_B - довжина матеріалу для формування одного вушкового кінця пружини.

Кут підйому витків:

$$\alpha = \frac{\arctg[h/(\pi \cdot D)]}{(8 \cdot F \cdot D^3)}, \quad (3.18)$$

$$\alpha = \arctg [3,32 / (3,14 \cdot 15)] = \arctg [0,0705] = 4,03^\circ.$$

Загальна довжина пружинного дроту для її виготовлення:

$$L = \pi \cdot D \cdot i_0 / \cos \alpha + 2 \cdot l_B, \quad (3.19)$$

$$L = 3,14 \cdot 15 \cdot 75 / \cos(4,03) + 2 \cdot 45 = 363,3 \text{ мм.}$$

Для гвинтових циліндричних пружин розтягу та стиску, виготовлених із дроту круглого перерізу, розміри можна визначати не лише розрахунковим шляхом, а й за допомогою табличного методу. Такий підхід базується на використанні нормативних даних, наведених у стандарті ГОСТ 13765-86, де для заданих значень навантаження вже наведені відповідні параметри пружин. Це значно спрощує процес підбору та дозволяє швидко обрати необхідну пружину без виконання складних розрахунків.

3.3. Розрахунок основних параметрів шнекової передачі

Умови експлуатації коренезбирального комбайна можуть суттєво змінюватися в широких межах залежно від ґрунтово-кліматичних факторів, рельєфу поля, рівня врожайності, а також розмірів і маси коренеплодів та інших показників.

Для визначення розрахункових навантажень доцільно прийняти найбільш несприятливі умови роботи машини. З цією метою вважаємо, що комбайн функціонує на полі з високою врожайністю при максимально допустимій робочій швидкості.

У розрахунках приймаємо урожайність цукрових буряків на рівні 60 т/га. При цьому співвідношення маси гички до маси коренеплодів становить 1:1,4 [6], що відповідає урожайності гички приблизно 1,4 від маси коренів. Це дозволяє врахувати найбільші можливі навантаження на робочі органи машини.

$$Y = 60 / 1,4 = 43 \text{ т/га.}$$

Тоді середня вага гички, що припадає на 1 м^2 поля складає:

$$Y_1 = \frac{Y}{10000} = \frac{43 \cdot 10^3}{10^4} = 4,3 \text{ кг/м}^2.$$

При максимальній робочій швидкості комбайна $V_k = 7,2 \text{ км/год} = 2 \text{ м/с}$ км/год (що відповідає 2 м/с) його пропускна здатність досягає найбільшого значення. У даному випадку під цим розуміють максимальну масу гички, яку повинен транспортувати шнек гичкорізального апарата за одиницю часу.

Цей показник можна визначити розрахунковим шляхом за відповідною формулою [6]:

$$Q = B \cdot V_k \cdot Y_1, \quad (3.20)$$

де B - ширина захвату машини.

У числовому вигляді буде:

$$Q = 0,9 \cdot 2 \cdot 4,3 = 7,74 \text{ кг/с} = 0,00774 \text{ т/с.}$$

Для забезпечення безперервної та ефективної роботи технологічного процесу необхідно забезпечити достатню швидкість переміщення гички по жолобу. Ця швидкість визначається частотою обертання вала шнека, від якої залежить інтенсивність транспортування матеріалу.

Розглянемо процес переміщення гички у горизонтальному гвинтовому конвеєрі. Під дією відцентрових сил гичка надходить до шнека, після чого переміщується вздовж нього у горизонтальному напрямку. Рух відбувається в обмеженому просторі, який утворюється жолобом діаметром $D_{жс} = 0,3 \text{ м}$ та трубою шнека діаметром $d_{ш} = 0,09 \text{ м}$ (рис. 3.8.).

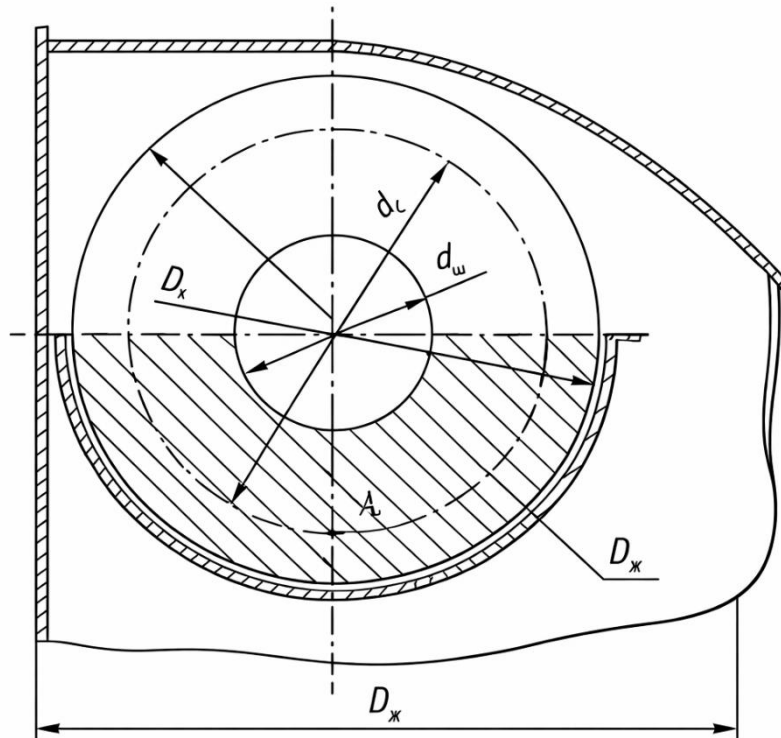


Рис. 3.8 Нормальний розріз шнекової передачі:

$D_{ж}$ - діаметр жолоба; $D_{ш}$ - висота навивки шнека; d_w - діаметр труби; d_c - діаметр обертання точки прикладання сил реакції; A - точка прикладання сил реакції.

Тоді продуктивність заданого механізму знаходять з формули [6]:

$$Q = 0,25\pi \cdot \varphi \cdot \gamma_G \cdot v \cdot (D_{ж}^2 - d^2), \quad (3.21)$$

де v - швидкість переміщення маси, м/с;

γ_G - об'ємна маса вантажу (для гички $\gamma_G = 0,25 \text{ т/м}^3$) [6];

φ - коефіцієнт наповнення конвеєра (для трав'янистих рослин $\varphi = 0,2$) [6].

З формули (2.21) знайдемо вираз для знаходження швидкості переміщення маси:

$$v = \frac{Q}{0,25 \cdot \pi \cdot \varphi \cdot \gamma_G \cdot (D_{ж}^2 - d^2)}, \quad (3.22)$$

Підставляючи всі дані знаходимо швидкість переміщення маси:

$$\nu = \frac{0,00774}{0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot (0,3^3 - 0,09^2)} = 2,15 \text{ м/с.}$$

Кутову швидкість знаходимо з формули [4]:

$$\nu = \frac{T\omega}{2\pi}, \quad (3.23)$$

де T - крок навивки шнека, $T = 0,28$ м.

Тоді:

$$\omega = \frac{\nu 2\pi}{T} = \frac{2,18 \cdot 2 \cdot 3,14}{0,28} = 48,22 \text{ рад/с.}$$

Визначимо оберти веденого валу:

$$n_2 = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 48,22}{3,14} = 460 \text{ об/хв.}$$

Потужність гвинтового горизонтального транспортера вираховуємо за формулою [4]:

$$N = K_c \cdot g \cdot Q \cdot (LW + H_n), \quad (3.24)$$

де g - прискорення сили тяжіння, м/с²;

L, H - проекції горизонтального і вертикального переміщення вантажу, м;

W - коефіцієнт опору переміщення;

K_c - коефіцієнт умов транспортування і характеристик вантажу.

Приймаємо: $L = 0,84$; $H = 0,288$; $W = 11$; $K_c = 2,5$.

Тоді потужність буде:

$$N = 2,5 \cdot 9,8 \cdot 7,74 \cdot (0,84 \cdot 11 + 0,288) = 1803 \text{ Вт} = 1,8 \text{ кВт.}$$

Крутний момент на валу розраховуємо виходячи із потужності транспортування [4] за формулою:

$$M_{кр} = \frac{T}{\omega}. \quad (3.25)$$

Підставивши числові дані, отримаємо:

$$M_{кр} = \frac{1,8 \cdot 10^3}{48,22} = 37 \text{ Нм.}$$

Під час роботи шнекового механізму на нього діє не лише крутний момент, а й додаткові сили, що виникають як реакція на переміщення матеріалу. Якщо розглядати нормальний переріз, ці сили прикладаються в точці, яка відповідає центру мас транспортованого продукту. У даному випадку ця точка розташована ближче до основи витків шнека (рис. 3.10).

Однак при горизонтальному транспортуванні умови ускладнюються. Виникає тертя матеріалу об стінки жолоба, а також можливе його підклинювання між витками шнека та внутрішньою поверхнею жолоба. У результаті цього змінюється характер взаємодії, і точка прикладання сил зміщується від центра мас у напрямку до краю витка шнека. Це необхідно враховувати при розрахунках, оскільки впливає на навантаження та роботу механізму в цілому.

Ось перефразований варіант:

З урахуванням геометрії жолоба (рис. 3.9) приймаємо, що точка прикладання сил розташована на осі (OY), а діаметр її обертання становить ($d_c = 210$) мм.

Далі розглянемо сили, що діють у цій точці. Колову силу визначаємо за відповідною формулою [7]:

$$P_k = \frac{N}{v}, \quad (3.26)$$

де v - швидкість обертання, м/с, знайдемо її з формули:

$$v = \frac{\pi d_c n}{60}, \quad (3.27)$$

де n - оберти вала, об/хв.

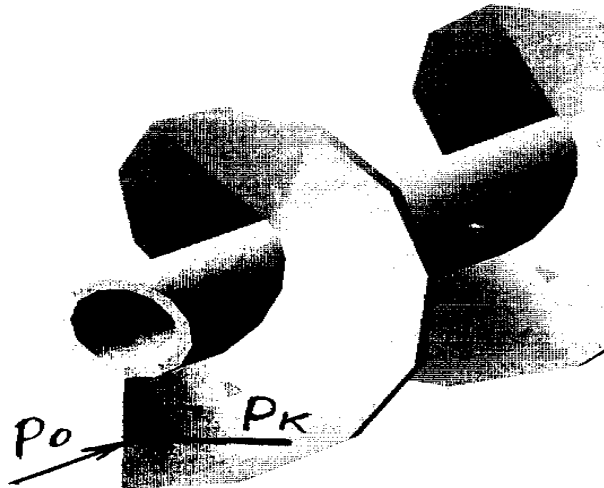


Рис. 3.9. Схема сил, що виникають при переміщенні матеріалу у шнековому транспортері.

Знайдемо:

$$v = \frac{3,14 \cdot 0,21 \cdot 460}{60} = 5,05 \text{ м/с.}$$

Тоді:

$$P_k = \frac{1,8 \cdot 10^3}{5,05} = 356 \text{ Н.}$$

Осьове зусилля знайдемо, користуючись формулою [7] :

$$P_o = \frac{P_k}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (3.28)$$

де α - кут підйому гвинтової лінії, $\alpha = 17^\circ$;

Тоді:

$$P_o = \frac{356}{tg17^0} = 1302 \text{ Н.}$$

Сила від власної ваги діє у місці приварки вала до труби з навивкою і дорівнює:

$$G = m \cdot g = 210 \cdot 9,8 = 207 \text{ Н.}$$

3.4. Попередній розрахунок вала шнекового транспортера

Розрахуємо вал (рис. 3.11) шнекового транспортера.

Із рівняння міцності на кручення визначаємо діаметр вихідного кінця вала:

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi[\tau_k]}}, \quad (3.29)$$

де M - крутний момент, Нм;

$[\tau_k]$ - допустиме напруження для сталі, $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$.

Підставивши дані, отримаємо:

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 32}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 1,96 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 19,6 \text{ мм.}$$

Діаметр, визначений за умовою міцності, доцільно додатково збільшити з урахуванням вимог жорсткості. Це необхідно для забезпечення достатнього запасу міцності та надійної роботи всієї конструкції вузла.

Привід гичкорізального апарата складається з конічного редуктора та клинопасової передачі, яка безпосередньо забезпечує обертання шнекового вала. Така схема приводу дозволяє ефективно передавати крутний момент, змінювати частоту обертання та забезпечувати надійну роботу робочих органів машини.

Вихідні дані для розрахунку клинопасової передачі визначаємо на основі кінематичної схеми машини [18]. До них належать: діаметр ведучого шківa $d_1 = 140$ мм; частота обертання ведучого вала $n_1 = 708$ об/хв; частота обертання веденого вала $n_2 = 460$ об/хв; Для передачі обертання використовується клиновий пас перерізу П-21×14 за ГОСТ 5813-76.

Передаточне відношення передачі без урахування пробуксовування визначається за відомою залежністю [10], що базується на співвідношенні частот обертання ведучого та веденого валів. Це дозволяє оцінити ефективність передачі руху та підібрати необхідні параметри елементів приводу.

Передаточне відношення передачі, не враховуючи пробуксовування, обчислюємо за формулою:

$$i = \frac{n_1}{n_2}, \quad (3.30)$$

фактично:

$$i = \frac{708}{460} = 1,54.$$

Знаходимо діаметр веденого шківa d_2 прийнявши пробуксовку паса $\varepsilon = 0,015$, користуючись формулою [10]:

$$d_2 = i \cdot d_1 (1 - \varepsilon). \quad (3.31)$$

Підставивши дані, матимемо:

$$d_2 = 1,54 \cdot 140 \cdot (1 - 0,015) = 212,36 \text{ мм.}$$

Приймаємо згідно стандартного значення [10] $d_2 = 210 \text{ мм.}$

Уточнюємо передаточне відношення з урахуванням ε за формулою [10]:

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{210}{140(1-0,015)} = 1,523. \quad (3.32)$$

Перераховуємо оберти на веденому валу:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{708}{1,523} = 465 \text{ об/хв.}$$

Розходження з заданим:

$$\Delta n = \frac{465 - 461}{465} \cdot 100 = 1,07 \text{ \%}.$$

$$\Delta n \leq [\Delta n] = 3\%.$$

Приймаємо $d_1 = 140 \text{ мм, } d_2 = 210 \text{ мм, } n_2 = 465 \text{ об/хв.}$

Розраховуємо міжосьову відстань A . Вибираємо її в інтервалі [10]:

$$a_{min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h, \quad (3.33)$$

де h - висота клинового паса, мм.

Підставляючи знайдені вище значення, отримаємо:

$$a_{min} = 0,55 \cdot (210 + 140) + 14 = 206.$$

$$a_{max} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (210 + 140) = 700 \text{ мм.}$$

Приймаємо $A = 400 \text{ мм.}$

Довжину паса, прийняту для розрахунків, визначають за такою формулою: [10] :

$$L_p = 2A + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)}{4a}. \quad (3.34)$$

Підставивши числові дані, отримаємо:

$$L_p = 2 \cdot 400 + \frac{3,14}{2}(140 + 210) + \frac{(210 - 140)}{4 \cdot 400} = 1349 \text{ мм.}$$

Ближче значення до стандарту довжина - 1360 мм [10, табл. 3].

Вираховуємо d_{cp} за формулою [10]:

$$d_{cp} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2). \quad (3.35)$$

У числовому вигляді:

$$d_{cp} = 0,5 \cdot (140 + 210) = 175 \text{ мм.}$$

Визначаємо уточнене значення A з урахуванням стандартної довжини паса, використовуючи формулу:

$$A = 0,25(L - \pi d_{cp} + \sqrt{(L - \pi d_{cp})^2 - 2(d_2 - d_1)}). \quad (3.36)$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$A = 0,25 \cdot (1360 - 3,14 \cdot 175 + \sqrt{(1360 - 3,14 \cdot 175)^2 - 2 \cdot (210 - 140)^2}) = \\ = 0,25 \cdot (1360 - 549,5 + 804,4) = 403 \text{ мм.}$$

Для полегшення встановлення клинових пасів на шківи необхідно передбачити зменшення міжосьової відстані на величину $0,01L$. Водночас для забезпечення необхідного натягу пасів у процесі роботи конструкція повинна допускати збільшення цієї відстані на A на $0,025L$.

Однак у конструкції гичкорізального апарата не передбачена можливість регулювання відстані між валом ротора та валом шнекового транспортера. У зв'язку з цим міжосьову відстань попередньо зменшують на $0,01L = 0,01 \cdot 1360 = 13,6$ мм, для полегшення монтажу пасів.

Необхідний робочий натяг пасів забезпечується за допомогою натяжного ролика, який встановлюється із зовнішнього боку клинопасової передачі. Таке рішення дозволяє компенсувати відсутність регулювання міжосьової відстані та забезпечити надійну і стабільну роботу передачі.

Враховуючи це, приймаємо міжосьову відстань:

$$A_1 = A - 0,01 \cdot L = 403 - 13,6 = 390 \text{ мм.}$$

Вираховуємо кут обхвату меншого шківа за формулою [10]:

$$\alpha = 180^\circ - 60 \frac{d_2 - d_1}{A}. \quad (3.37)$$

Підставивши числові дані, отримаємо:

$$\alpha = 180^\circ - 60 \frac{210 - 140}{390} = 180^\circ - 11^\circ = 169^\circ.$$

Схема клинопасової передачі показна на рис. 3.11.

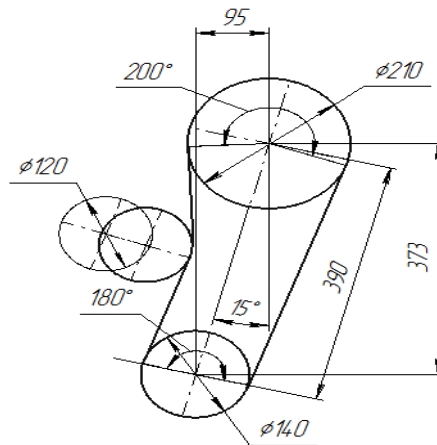


Рис. 3.11. Схема клинопасової передачі шнека

У нашому випадку при натягуванні пасової передачі з зовнішньої сторони кут обхвату буде 180° .

Знаходимо швидкість паса на ведучому шківі за формулою [10]:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 708}{1000 \cdot 60} = 5,18 \text{ м/с.} \quad (3.38)$$

Обчислюємо потужність на ведучому валу передачі користуючись формулою [12]:

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta}, \quad (3.39)$$

де η - ККД клинопасової передачі.

Коефіцієнт корисної дії визначимо як:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2, \quad (3.40)$$

де η_1 - ККД клинопасової передачі, $\eta_1 = 0,96$ [12];

η_2 - ККД натяжного ролика, $\eta_2 = 0,96$ [12].

Підставивши дані у формулу (2.40), отримаємо:

$$\eta = 0,96 \cdot 0,99 = 0,95;$$

тоді результат (2.39) буде наступним:

$$N_1 = \frac{1,8}{0,95} = 1,89 \text{ кВт.}$$

У конструкції нового гичкоріза використовуємо клиновий пас перерізу П-21-14, який застосовується на ВАТ „Тернопільський комбайновий завод”.

Згідно [7, табл.8] знаходимо потужність, яку передає один пас з прийнятою шириною $B_p = 21$ мм при величині діаметра шківа $d_1 = 140$ мм і швидкості паса 5,18 м/с - $N_o = 2,5$ кВт.

Кількість пасів при максимальних перевантаженнях (більше 150%) і куті обхвату 180° визначаємо з формули [7]:

$$Z = \frac{1,2 N_2 K_1}{N_o}, \quad (3.41)$$

де K_1 - коефіцієнт, який враховує кут обхвату шківа, $K_1 = 1$ [12].

Силу попереднього натягу у випадку з закріпленими валами обчислюємо за формулою [7]:

$$Q = \frac{0,85 \cdot N_2}{1,2 \cdot v \cdot K_1 \cdot Z} + \theta \cdot v^2 = \frac{0,85 \cdot 1,89 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 5,18 \cdot 1 \cdot 1} + 0,03 \cdot 5,18^2 = 258 \text{ Н.} \quad (3.42)$$

де K_1 - коефіцієнт, що враховує кут обхвату шківа;

θ - коефіцієнт, який враховує вплив відцентрових сил, $\theta = 0,03$ [7].

Знаходимо силу тиску на опори валів за формулою [12] :

$$P_T = 2ZQ \sin \alpha / 2. \quad (3.43)$$

Підставивши дані у вираз (2.25), отримаємо:

$$P_T = 2 \cdot 1 \cdot 258 \cdot \sin 180^\circ / 2 = 516 \text{ Н.}$$

Визначаємо основні параметри шківа [7]:

$$e_p = 21 \text{ мм}; H = 22,0 \text{ мм}; h_0 = 6,5 \text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр шківів знайдемо, користуючись формулою:

$$d_3 = d + 2h_0. \quad (3.44)$$

Підставивши дані, отримаємо:

$$d_3 = 210 + 2 \cdot 6,5 = 223 \text{ мм}.$$

Ширина ободу шківів $M = 30 \text{ мм}$.

Розраховуємо ресурс запроектованої клинопасової передачі за формулою:

$$T_p = T \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (3.45)$$

де T - ресурс паса, $T = 2000$ мотогодин;

K_1 - коефіцієнт, який враховує умови експлуатації, $K_1 = 0,6$;

K_2 - поправочний коефіцієнт з урахуванням конструкції механізму, $K_2 = 0,8$;

K_3 - поправочний коефіцієнт, що відображає вплив природно-кліматичних умов, $K_3 = 1$.

$$T_p = 2000 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot 1 = 960 \text{ мотогодин}.$$

3.6. Розрахунок вала шнека на міцність

Загальна конструкція шнекового транспортера представлена на (рис. 3.12). Для оцінки міцності вала шнека необхідно розглянути найбільш несприятливий режим його роботи, тобто випадок максимального навантаження.

Такий режим можливий тоді, коли сили опору переміщенню матеріалу діють у зоні виходу шнекового транспортера. Це може бути зумовлено збільшенням маси транспортуемого матеріалу, зростанням сил тертя або виникненням підклинювання. У цих умовах навантаження на вал досягає найбільших значень, що дозволяє провести перевірку його міцності з урахуванням найгірших експлуатаційних факторів.

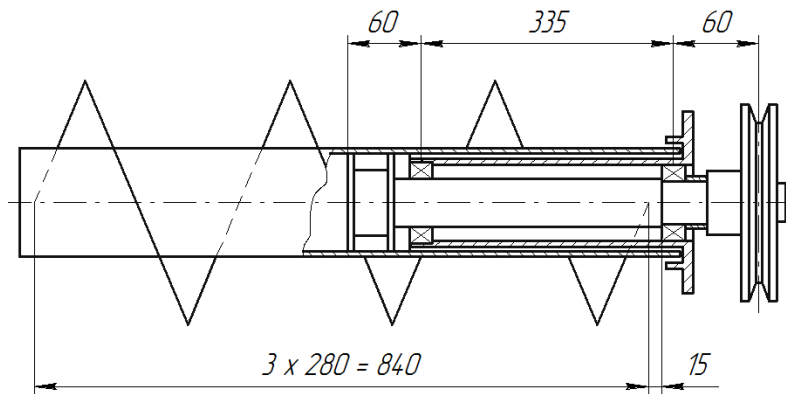


Рис. 3.12 Модернізований шнековий транспортер.

Для проведення розрахунків на міцність та визначення навантажень, що діють на елементи конструкції, необхідно скласти розрахункову схему. Це дозволяє наочно відобразити прикладені сили та їхній вплив на вал шнека. Схематичне зображення навантаження вала шнека показано на рис. 3.13.

На рисунку 3.13 значення позначених величин наступне:

G - вага шнека, $G = 207\text{Н}$;

d_c - діаметр, який описує точка прикладання сили, $d_c = 0,2\text{м}$;

P_0 - осьова сила реакції переміщення продукту, $P_0 = 1302\text{Н}$;

P_k - колова сила, $P_k = 356\text{Н}$;

P_m - сила тиску на опори вала, $P_m = 516\text{Н}$;

β - кут нахилу дії сили P_m до осі OY , $\beta = 15^\circ$;

a, b, c, l - відстані між характерними точками вала, $a = 0,47\text{ м}$, $b = l = 0,06\text{ м}$,
 $c = 0,335\text{ м}$.

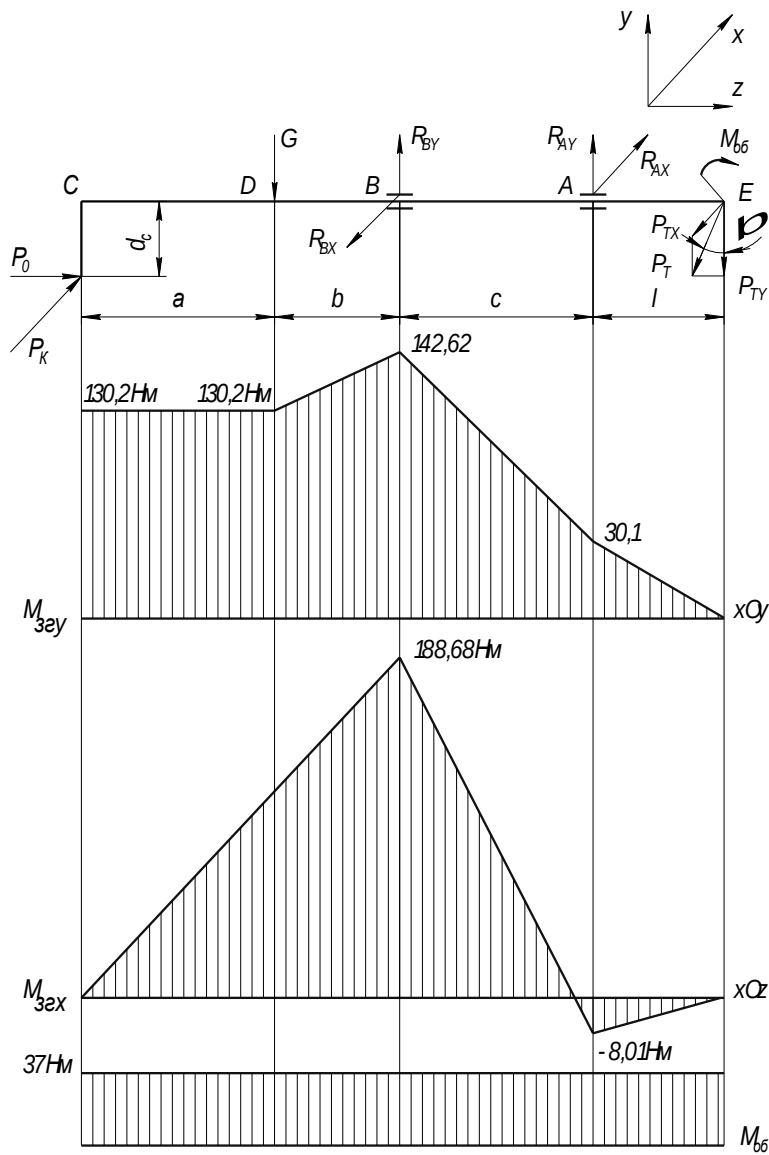


Рис. 3.13 Схематичне зображення навантаження і епюр згинальних та обертальних моментів вала шнека

Визначаємо реакції в опорах вала шнекового транспортера. Для площини uoz :

$$\sum M_A = 0;$$

$$\sum M_A = P_0 \frac{d_c}{2} + G(b+c) - R_{BY}c - P_T \cos \beta \cdot l = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{P_0 \frac{d_c}{2} + G \cdot (b + c) - P_T \cos \beta l}{c} =$$

$$= \frac{1302 \cdot 0,1 \cdot 207 \cdot (0,06 + 0,335) - 516 \cos 15^\circ \cdot 0,06}{0,335} = 543 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$\sum M_B = P_0 \frac{d_c}{2} + Gb + R_{AY}c - P_T \cos \beta (c + l) = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{-P_0 \frac{d_c}{2} + Gb + P_T \cos \beta (c + l)}{c} =$$

$$= \frac{1302 \cdot 0,1 \cdot 207 \cdot 0,06 + 516 \cos 15^\circ \cdot (0,335 + 0,06)}{0,335} = 166,9 \text{ Н.}$$

Перевіряємо правильність визначення реакцій в опорах площини уоу:

$$\sum Y = 0;$$

$$\sum Y = -207 + 543 + 166 - 502 = -709 + 709 = 0/$$

Реакції опор у площині уоу визначені вірно.

Визначимо реакції опор у площині хох:

$$\sum M_A = 0;$$

$$\sum M_A = P_k \cdot (a + b + c) - R_{BX}C + P_T \cdot \sin \beta \cdot l = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{P_k (a + b + c) + P_T \sin \beta l}{c} =$$

$$= \frac{356(0,47 + 0,06 + 0,335) + 516 \sin 15^\circ \cdot 0,06}{0,335} = 943,14 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$\sum M_B = P_k \cdot (a + b) - R_{AX}C + P_T \cdot \sin \beta \cdot l = 0/$$

$$R_{AX} = \frac{P_k (a + b) + P_T \sin \beta l}{c} =$$

$$= \frac{356(0,47 + 0,06) + 516 \sin 15^\circ \cdot 0,06}{0,335} = 720,68 \text{ Н.}$$

Перевіряємо правильність визначення реакцій в опорах площини хох:

$$\sum X = 0;$$

$$\sum X = P_k - R_{BX} - R_{AX} - P_T \cdot \sin \beta = 356 - 943,14 + 720,68 - 133,54 = 0.$$

Реакції в опорах у площині xoz визначені вірно.

Побудова епюр згинальних моментів. Для побудови епюр знаходимо значення згинальних моментів у площині yoz :

$$M_{\Sigma} = 0;$$

$$M_c = M_D = P_0 \cdot (d_c/2) = 1302 \cdot 0,1 = 130,2 \text{ Нм};$$

$$M_c = P_0 \cdot (d_c/2) + G \cdot b = 1302 \cdot 0,1 + 207 \cdot 0,06 = 142,62 \text{ Нм};$$

$$\begin{aligned} M_A &= P_0 \cdot (d_c/2) + G \cdot (b + c) - R_{BY} \cdot C = \\ &= 1302 \cdot 0,1 + 207 \cdot (0,06 + 0,335) - 543 \cdot 0,335 = 30,1 \text{ Нм}. \end{aligned}$$

Знаходимо значення згинальних моментів у площині xoz :

$$M_c = M_{\Sigma} = 0;$$

$$M_B = P_k \cdot (a + b) = 356 \cdot (0,47 + 0,06) = 188,68 \text{ Нм};$$

$$M_A = P_k \cdot (a+b+c) - R_{BX}C = 356 \cdot (0,47+0,06+0,335) - 943,14 \cdot 0,335 = -8,01 \text{ Нм}.$$

Крутний момент $M = 37 \text{ Нм}$.

Перевірочний розрахунок вала на міцність.

Як видно з побудованих епюр (див. рис. 2.15) найбільш навантаженою точкою вала шнека є переріз у точці B під підшипниковою опорою.

Визначаємо для цього перерізу сумарний згинальний момент за формулою:

$$M_{\Sigma} = M_{\text{сум}} = \sqrt{M_{\Sigma x}^2 + M_{\Sigma y}^2}; \quad (3.46)$$

підставивши дані, отримаємо:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{188,68^2 + 142,62^2} = 236,52 \text{ Нм}.$$

Напруження згину становить [17]:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_x} = \frac{3M_{\text{зг}}}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 236,52}{3,14 \cdot 0,04^3} = 37843200 \text{ Па} = 37,8 \text{ МПа}. \quad (3.47)$$

де d - діаметр вала у точці В, $d = 40$ мм.

Визначаємо дотичні напруження у перерізі “В” за формулою [17]:

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_{\text{об}}}{W_p} = \frac{16M_{\text{об}}}{\pi d^3}; \quad (3.48)$$

підставивши дані у вираз (2.48) отримаємо, що:

$$\tau_{\kappa} = \frac{16 \cdot 37}{3,14 \cdot 0,04^3} = 2368000 \text{ Па} = 2,37 \text{ МПа}.$$

Виходячи з гіпотези максимальних дотичних напружень, розраховуємо еквівалентну напругу та зіставляємо її з допустимим значенням [17]:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\text{зг}}^2 + 4\tau_{\kappa}^2} < [\sigma_{\text{зг}}]. \quad (3.49)$$

Результат розрахунку формули (2.49):

$$\sigma_e = \sqrt{37,8^2 + 4(2,37)^2} = 38,09 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{зг}}].$$

Для вала виготовленого із сталі 45 допустимі нормальні напруження згину рівні $[\sigma_{\text{зг}}] = 785$ МПа [17]. Судячи з результату формули (3.49) міцність вала шнека забезпечена.

Висновки по розділу

1. У розділі виконано розрахунок клинопасової передачі та перевірку міцності вала шнекового транспортера. Визначено основні параметри передачі: діаметр ведучого шківів $d_1 = 140$ мм, веденого $d_2 = 210$ мм, міжосьову відстань $A = 390$ мм, довжину паса $L = 1360$ мм. Частота обертання веденого вала становить $n_2 = 465$ об/хв, що відповідає допустимому відхиленню (менше 3%).

ККД передачі складає $\eta=0,95$, сила тиску на опори $P_T=516$ Н, а ресурс передачі - близько 960 мотогодин.

2. Для вала шнека розглянуто найбільш оптимальний режим роботи. Визначено навантаження: осьова сила $P_0=1302$ Н, колова сила $P_k = 356$ Н, вага шнека $G = 207$ Н. Побудовано епюри моментів і встановлено найбільш навантажений переріз у точці В. Максимальний згинальний момент становить близько 188,68 Н·м, крутний момент - 37 Н·м. Розрахунок показав, що еквівалентні напруження менші за допустимі для сталі 45 ($[\sigma]=785$ МПа), тобто міцність вала забезпечена. Отже, обрана конструкція передачі та вала є працездатною, забезпечує необхідні параметри роботи і має достатній запас міцності.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Основні вимоги безпечної експлуатації машини КБ-2

При експлуатації машини КБ-2 необхідно дотримуватись вимог техніки безпеки, що забезпечують захист обслуговуючого персоналу та запобігають виникненню аварійних ситуацій. Перед початком роботи оператор повинен перевірити технічний стан машини, справність робочих органів, наявність і надійність кріплення захисних кожухів, а також відсутність сторонніх предметів у зоні роботи.

Під час роботи забороняється перебування людей поблизу рухомих частин машини, зокрема біля шнеків, транспортерів, роторів та інших обертових елементів. Усі регулювальні, очищувальні та ремонтні роботи необхідно виконувати лише після повної зупинки машини, вимкнення приводу та зняття навантаження з робочих органів.

Перед запуском машини слід подати попереджувальний сигнал і переконатися, що всі працівники знаходяться на безпечній відстані. Під час роботи необхідно постійно контролювати рівномірність подачі матеріалу, не допускати перевантаження робочих органів і уникати забивання механізмів, що може призвести до аварійних ситуацій.

Особливу увагу потрібно приділяти технічному стану приводу, підшипникових вузлів та кріплень. При виявленні сторонніх шумів, вібрацій або перегріву вузлів машину слід негайно зупинити та усунути несправності.

При роботі з гідравлічною та електричною системами необхідно суворо дотримуватись правил безпеки, не допускати пошкодження шлангів, витоків робочої рідини та оголених електричних проводів. Обслуговуючий персонал повинен працювати у спецодязі, захисному взутті та, за необхідності, використовувати засоби індивідуального захисту.

Під час транспортування машини слід надійно фіксувати всі рухомі частини, переводити робочі органи у транспортне положення та дотримуватись правил дорожнього руху.

Дотримання наведених вимог забезпечує безпечну експлуатацію машини КБ-2, знижує ймовірність травматизму та підвищує надійність і довговічність роботи агрегату [22].

4.2. Захист навколишнього середовища під час збирання цукрових буряків

Під час збирання цукрового буряка важливо не лише забезпечити високу продуктивність і якість виконання технологічного процесу, але й мінімізувати негативний вплив на навколишнє середовище. Робота бурякозбиральних комбайнів пов'язана з впливом на ґрунт, атмосферу та рослинний покрив, тому необхідно дотримуватись комплексу природоохоронних заходів.

Одним із основних факторів впливу є ущільнення ґрунту ходовими системами машин. Надмірне ущільнення призводить до погіршення структури ґрунту, зниження його водо- та повітропроникності. Для зменшення цього негативного ефекту доцільно використовувати машини з широкими шинами або гусеничними рушіями, а також дотримуватись оптимальних строків збирання, уникаючи роботи на перезволожених ґрунтах.

Важливим аспектом є також зменшення втрат родючого шару ґрунту разом із коренеплодами. Для цього необхідно забезпечити якісне налаштування робочих органів комбайна, зокрема очисних систем, що дозволяє відокремлювати ґрунт і рослинні рештки без зайвих втрат. Ефективна робота гичкорізальних і очисних апаратів сприяє зниженню забрудненості зібраної продукції та зменшує кількість ґрунту, що виноситься з поля.

Під час роботи комбайна утворюються викиди відпрацьованих газів, що негативно впливають на атмосферне повітря. Для їх зменшення необхідно підтримувати двигуни у справному технічному стані, використовувати якісне

паливо та своєчасно проводити технічне обслуговування. Рациональний режим роботи двигуна дозволяє знизити витрати пального і, відповідно, обсяг шкідливих викидів.

Окрему увагу слід приділяти рівню шуму та вібрації, які впливають як на оператора, так і на навколишнє середовище. Використання сучасних машин із покращеною шумоізоляцією та справними вузлами дозволяє зменшити цей вплив.

Рослинні рештки, зокрема гичка, можуть ефективно використовуватись як органічне добриво або корм для тварин. Їх рівномірне розподілення по полю сприяє підвищенню родючості ґрунту та зменшенню потреби у мінеральних добривах.

Також важливо запобігати витоку паливно-мастильних матеріалів, які можуть забруднювати ґрунт і воду. Для цього необхідно контролювати герметичність паливної та гідравлічної систем, а заправку і технічне обслуговування виконувати у спеціально відведених місцях.

Отже, дотримання природоохоронних заходів під час збирання цукрового буряка дозволяє знизити негативний вплив на довкілля, зберегти родючість ґрунтів та забезпечити екологічно безпечне ведення сільськогосподарського виробництва.

Висновок по розділу

В цьому розділі, присвяченому охороні праці та захисту навколишнього середовища, розглянуто основні вимоги безпечної експлуатації бурякозбирального комбайна КБ-2 та заходи щодо зменшення його негативного впливу на довкілля. Встановлено, що дотримання правил техніки безпеки, своєчасне технічне обслуговування та правильна організація роботи дозволяють знизити ризик травматизму та забезпечити надійну експлуатацію машини.

5. ТЕХНІКО ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА МОДЕРНІЗОВАНОЇ МАШИНИ

У даному проекті розглядається модернізація бурякозбиральної машини КБ-2 до рівня КБ-2М з метою підвищення ефективності її використання при збиранні цукрових буряків. Запропоновані конструктивні зміни дозволяють покращити технологічний процес роботи машини, зокрема підвищити якість викопування коренеплодів та зменшити втрати.

Очікується, що за рахунок модернізації продуктивність агрегату зросте з 0,4 до 0,7 га/год, що забезпечить скорочення тривалості виконання робіт. Одночасно спостерігається зниження витрат палива з 17,8 до 16,04 кг/га, що позитивно впливає на зменшення експлуатаційних витрат. При цьому вартість машини та енергетичного засобу залишається незмінною, що підвищує економічну доцільність модернізації.

Розрахунок техніко-економічних показників виконано шляхом порівняння базової машини КБ-2 та модернізованої КБ-2М на основі наведених у таблиці 5.1

Таблиця 5.1

Вихідні дані до техніко-економічних розрахунків

№	Показник	Од.вим.	КБ-2	КБ-2М
1	Річний обсяг робіт	га	120	120
2	Продуктивність	га/год	0,4	0,7
3	Витрати палива	кг/га	17,8	16,04
4	Вартість трактора	грн	750000	750000
5	Вартість машини	грн	110000	110000
6	Кількість обслуговуючого персоналу	осіб	1	1
7	Ціна дизельного палива	грн/л	60	60

Розрахунок річних витрат часу

Річні витрати часу визначаємо за формулою:

$$T = \frac{W}{\Pi}$$

де:

W - річний обсяг робіт, га;

Π - продуктивність, га/год.

Для серійної машини КБ-2:

$$T_1 = \frac{120}{0,4} = 300 \text{ год}$$

Для модернізованої машини КБ-2М:

$$T_2 = \frac{120}{0,7} = 171,4 \text{ год}$$

Економія часу:

$$\Delta T = 300 - 171,4 = 128,6 \text{ год}$$

Річні витрати палива

$$G = W \cdot g$$

де:

g - витрати палива на 1 га, кг/га.

Для КБ-2:

$$G_1 = 120 \cdot 17,8 = 2136 \text{ кг}$$

Для КБ-2М:

$$G_2 = 120 \cdot 16,4 = 1968 \text{ кг}$$

Річна економія палива:

$$\Delta G = 2136 - 1968 = 168 \text{ кг}$$

Вартість 1 кг палива:

$$C_n = \frac{60}{0,84} = 71,43 \text{ грн/кг}$$

Для КБ-2:

$$З_{п1} = 2136 \cdot 71,43 = 152571,48 \text{ грн}$$

Для КБ-2М:

$$З_{п2} = 1968 \cdot 71,43 = 140571,24 \text{ грн}$$

Економія коштів на паливі:

$$E_n = 152571,48 - 140571,24 = 12000,24 \text{ грн}$$

Витрати на оплату праці

Оскільки машину обслуговує 1 механізатор, річні витрати на оплату праці:

$$З_{зн} = T \cdot C_{год}$$

де $C_{год} = 120 \text{ грн/год.}$

Для КБ-2:

$$З_{зн1} = 300 \cdot 120 = 36000 \text{ грн}$$

Для КБ-2М:

$$З_{зн2} = 171,4 \cdot 120 = 20568 \text{ грн}$$

Економія по заробітній платі:

$$E_{zn} = 36000 - 20568 = 15432 \text{ грн}$$

Загальна сума річної економії експлуатаційних витрат

$$E_{річн} = E_n + E_{zn}$$

$$E_{річна} = 12000,24 + 15432 = 27432,24 \text{ грн}$$

Додаткові капіталовкладення на модернізацію

Загальна вартість агрегату:

Серійна машина:

$$K_1 = 750000 + 110000 = 860000 \text{ грн}$$

Модернізована машина:

$$K_2 = 750000 + 115000 = 865000 \text{ грн}$$

Додаткові капіталовкладення:

$$\Delta K = 865000 - 860000 = 5000 \text{ грн}$$

Термін окупності модернізації та коефіцієнт економічної ефективності

$$T_{ок} = \frac{\Delta K}{E_{річн}}$$

$$T_{ок} = \frac{5000}{27432,24} = 0,18 \text{ року}$$

Або приблизно:

$$0,18 \cdot 12 = 2,2 \text{ місяця}$$

Коефіцієнт економічної ефективності

$$E = \frac{E_{річн}}{\Delta K}$$

$$E = \frac{27432,24}{5000} = 5,49$$

В таблиці 5.2. наведені загальні результати розрахунку економічної ефективності проєкту по збиранню цукрових буряків.

Таблиця 5.2

Основні техніко-економічні показники

Показник	Од.вим.	КБ-2	КБ-2М
Річний обсяг робіт	га	120	120
Продуктивність	га/год	0,4	0,7
Річні втрати часу	год	300	171,4
Витрати палива на 1 га	кг/га	17,8	16,04
Річні витрати палива	кг	2136	1968
Вартість палива за рік	грн	152571,48	140571,24
Витрати на оплату праці	грн	36000	20568
Загальна вартість агрегату	грн	860000	865000
Річна економія експлуатаційних витрат	грн	-	27432,24
Термін окупності	Років	-	0,18

Висновок по розділу

Проведені техніко-економічні розрахунки показали, що модернізація бурякозбиральної машини КБ-2 є економічно доцільною. Підвищення продуктивності машини до 0,7 га/год дозволяє значно скоротити витрати робочого часу, а зменшення витрат палива - знизити експлуатаційні витрати. Річна економія становить 27432,24 грн при додаткових капіталовкладення у розмірі 5000 грн. Термін окупності становить 0,18 року, що підтверджує ефективність впровадження модернізованої машини.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведені дослідження показали, що якість роботи вітчизняних коренезбиральних машин у складних природно-кліматичних умовах, а також на забур'янених полях не повною мірою відповідає сучасним вимогам аграрного виробництва. Основною причиною цього є недостатня ефективність гичкорізальних апаратів і транспортно-сепаруючих систем, що негативно впливає на якість збирання.

2. У результаті аналізу існуючих конструкцій вітчизняної та зарубіжної техніки, а також вивчення патентних рішень встановлено, що підвищити ефективність роботи гичкорізального апарата комбайна КБ-2 можливо шляхом удосконалення конструкції транспортера. Це дозволить покращити процес транспортування і очищення маси, а також підвищити загальну продуктивність машини.

3. На основі проведеного аналізу була розроблена та модернізована технологічна схема машини, оснащеної шнековим транспортером. При цьому визначено основні конструктивні та технологічні параметри шнека, що забезпечують ефективне транспортування та обробку матеріалу в процесі роботи машини.

4. У ході роботи виконано комплекс технологічних, конструктивних, міцнісних та енергетичних розрахунків. Прийнято урожайність 60 т/га та визначено продуктивність транспортування гички, яка становить $Q = 7,74$ кг/с. На основі геометричних параметрів шнека ($D_{\text{жс}} = 0,3$ м, $d_{\text{ш}} = 0,09$ м) визначено швидкість переміщення маси, частоту обертання та кінематичні параметри механізму.

Встановлено, що потужність необхідна для роботи шнекового транспортера, становить близько $N = 1,8$ кВт, що відповідає умовам ефективного транспортування матеріалу. Визначено також сили, які діють на шнек, зокрема осьове зусилля, колову силу та силу ваги, що дозволило оцінити навантаження на вал.

5. У результаті попереднього розрахунку вала встановлено його основні розміри: діаметр вихідного кінця $d = 35$ мм, діаметр під підшипник - 40 мм, діаметр проточки - 38 мм. Прийняті конструктивні рішення забезпечують достатню міцність і жорсткість вала, а також зручність монтажу підшипників.

6. Визначено основні екологічні аспекти роботи комбайна, зокрема вплив на ґрунт, атмосферу та рослинні рештки. Запропоновані заходи, такі як оптимізація режимів роботи, використання справної техніки, зменшення ущільнення ґрунту та раціональне використання гички, сприяють зниженню негативного впливу на навколишнє середовище. Отже, впровадження розглянутих технічних і організаційних заходів забезпечує безпечну роботу персоналу, підвищує ефективність використання техніки та дозволяє вести сільськогосподарське виробництво з урахуванням сучасних екологічних вимог.

7. Виконані техніко-економічні розрахунки свідчать про доцільність модернізації бурякозбиральної машини КБ-2. Завдяки підвищенню продуктивності до 0,7 га/год значно зменшуються затрати робочого часу на виконання збиральних робіт, а скорочення витрат палива сприяє зниженню експлуатаційних витрат.

Річний економічний ефект від впровадження модернізованої машини становить 27432,24 грн. При цьому термін окупності складає лише 0,18 року, що підтверджує високу ефективність і економічну вигідність запропонованої модернізації.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Технології вирощування і збирання цукрових буряків / за ред. М. Я. Дмитришак. - Київ: Аграрна освіта, 2015. - 350 с.
2. Веселовська Н.Р., Руткевич В.С., Шаргородський С.А. Технологічні основи сільськогосподарського машинобудування. Навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2019. 283 с.
3. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Волянський М.С., Мартишко В.М., Гуменюк Ю.О. Сільськогосподарські машини: Навчальний посібник. Київ: "Агроосвіта", 2017. 180 с.
4. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Методи проектування сільськогосподарських машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування. Тернопіль, 2019. 72 с.
5. Войтюк Д. Г., Дубровін В. О., Іщенко Т. Д. та ін. Сільськогосподарські та меліоративні машини: підручник. - Київ: Вища освіта, 2019. - 544 с.
6. Швець Л. В., Паладійчук Ю. Б., Труханська О. О. Технічний сервіс в АПК. Навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2019. 648 с.
7. Головачук А.Ф., Марченко В.І., Орлов В.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник, 2004. 320 с.
8. Кравчук В. І., Мельник Ю. Ф., Бондаренко О. В. Сільськогосподарські машини: навч. посіб. - Київ: НУБіП України, 2018. - 320 с.
9. Погорілець О. М., Пришляк В. М. Машини для збирання сільськогосподарських культур: навч. посіб. - Вінниця: ВНАУ, 2021. - 400 с.
10. Ловейкін В. С., Романенко М. М. Машини для збирання коренеплодів: навч. посіб. - Київ: Центр учбової літератури, 2019. - 220 с.
11. Машини для збирання цукрових буряків: методичні вказівки / уклад. В. М. Булгаков, В. О. Адамчук. - Київ: НУБіП України, 2020. - 80 с.

12. Булгаков В. М., Адамчук В. О., Калетнік Г. М. Механізація виробництва цукрових буряків. - Київ: Аграрна наука, 2014. - 300 с.
13. Адамчук В. О., Булгаков В. М., Черниш О. М. Сучасні технології та технічні засоби для збирання коренеплодів. - Київ: ННЦ «ІМЕСГ», 2018. - 250 с.
14. Дудник В. П., Бойко М. Ф. Сільськогосподарські машини: теорія і розрахунок. - Київ: Вища школа, 2012. - 447 с.
15. Степанов В.В. Теорія механізмів і машин: Навчальний посібник. - Харків: ХНАДУ, 2007. - 286 с.
16. HOLMER Maschinenbau GmbH. Holmer Terra Dos T4-40: технічна документація. - Eggmühl, 2021. - 52 с.
17. Адамчук В. О., Булгаков В. М. Технічні засоби для збирання цукрових буряків. - Київ: ННЦ «ІМЕСГ», 2019. - 180 с.
18. Adamchuk V. O., Bulgakov V. M., Holovach I. V. Improvement of sugar beet harvesting machines performance under difficult conditions // INMATEH - Agricultural Engineering. - 2020. - Vol. 60(1). - P. 45-54.
19. KLEINE Landtechnik GmbH. Kleine KR2, KR6: технічний опис бурякозбиральних комбайнів. - Salzkotten, 2020. - 45 с.
20. Bulgakov V. M., Ivanovs S. Investigation of technological processes of sugar beet harvesting // Engineering for Rural Development. - 2022. - P. 250-257
21. Савченко І.В. Вдосконалення параметрів подавального пристрою зернозбиральних комбайнів // Сучасні проблеми аграрної науки. - 2020. - Вип. 7. - С. 22-28.
22. Гринь В.В. Основи охорони праці у сільському господарстві: Підручник / В.В. Гринь, О.А. Ковальчук. - Одеса: Одеський аграрний університет, 2017. - 480 с.
23. Бухалова Н.М. Економіка підприємств аграрного сектора: Підручник / Н.М. Бухалова, В.Г. Лисенко. - К.: Аграрна освіта, 2017. - 352 с.

24. Державна служба України з питань праці. Правила охорони праці при виконанні сільськогосподарських робіт: Нормативний акт / Державна служба України з питань праці. - К.: Держпраця, 2017. - 112 с.

25. Андрійчук В. Г. Економіка аграрних підприємств: підручник. - Київ: КНЕУ, 2020. - 624 с.

26. Сидорчук О. В., Барановський В. М. Експлуатація машин і обладнання в аграрному виробництві: навч. посіб. - Київ: Центр учбової літератури, 2020. - 376 с.

27. Адамчук В. О., Булгаков В. М. Інженерія технічного сервісу машин АПК: навч. посіб. - Київ: ННЦ «ІМЕСГ», 2019. - 350 с.

ДОДАТКИ

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						Документація		
		A1			52.ДП.075.000.001 ВЗ	Кресленик загального вигляду		
						Складальні одиниці		
Справ. №			1		52.ДП.075.001.001	Стабілізатор слідовказівник	1	
			2		52.ДП.075.002.001	Шасі	1	
			3		52.ДП.075.003.001	Пристрій викопувальний	1	
	A1		4		52.ДП.075.004.001	Гичкоріз	1	
			5		52.ДП.075.005.001	Трансмісія	1	
			6		52.ДП.075.006.001	Бункер	1	
			7		52.ДП.075.007.001	Транспортер	1	
			8		52.ДП.075.008.001	Вузли кріплення бункера	1	
			9		52.ДП.075.009.001	Талреп	2	
			10		52.ДП.075.010.001	Система гальм	1	
			11		52.ДП.075.011.001	Електросистема	1	
Подп. и дата								
Взам. инв. №								
Подп. и дата								
Инв. № подл.								
					52.ДП.075.000.002 ВЗ			
Изм. / лист		№ докум.		Подп.	Дата			
Разраб.		Барділат Д						
Пров.		Теслюк Г.В.						
Консульт.								
Н.контр.		Золотовська О						
Утв.		Теслюк Г.В.						
Комбайн бункерний КБ-2 (Вид загальний)						Лит.	Лист	Листов
							1	1
						ДДАЕУ		

Копировал

Формат А4

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №	A1								
						Документація			
						52.ДП.075.000.005 СК	Складальний кресленик		
						Складальні одиниці			
Подп. и дата	A3			1	52.ДП.075.001.005	Шнек зварний	1		
				2	52.ДП.075.002.005	Кронштейн	1		
				3	52.ДП.075.003.005	Вал ведучий	1		
						Деталі			
Подп. и дата	A2			4	52.ДП.075.004.005	Шків	1		
				5	52.ДП.075.005.005	Втулка	1		
				6	52.ДП.075.006.005	Шайба спеціальна	1		
				7	52.ДП.075.007.005	Виток	1		
						Стандартні вироби			
Подп. и дата	A4			8		Болт М12-6gx40.56.019	1		
						ГОСТ 7798-70			
				9		Кільце А72 ГОСТ 13941-86	2		
						Підшипники ГОСТ 8882-70			
				10		180207	1		
				11		180508	1		
				12		Шайба 12.65Г.05 ГОСТ 6402-70	1		
				13		Шпанка 10x8x45 ГОСТ 23360-78	1		
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
Подп. и дата	A4								
							</		

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Перв. примен.						
				Документація		
	A1		52.ДП.075.000.003 СК	Складальний кресленик		
				Складальні одиниці		
Справ. №		1	52.ДП.075.001.003	Каркас	1	
		2	52.ДП.075.002.003	Щиток	1	
		3	52.ДП.075.003.003	Ротор	1	
		4	52.ДП.075.004.003	Ролік	1	
	A1	5	52.ДП.075.005.003	Шнек	1	
		6	52.ДП.075.006.003	Копір	1	
		7	52.ДП.075.007.003	Копір	1	
		8	52.ДП.075.008.003	Кронштейн	1	
		9	52.ДП.075.009.003	Кронштейн	1	
		10	52.ДП.075.010.003	Щиток	1	
		11	52.ДП.075.011.003	Фіксатор	2	
		12	52.ДП.075.012.003	Кронштейн	2	
		13	52.ДП.075.013.003	Підсилювач	1	
		14	52.ДП.075.014.003	Підвіска паралелограмна	1	
		15	52.ДП.075.015.003	Штанга верхня	2	
		16	52.ДП.075.016.003	Штанга нижня	2	
		17	52.ДП.075.017.003	Кронштейн копіра	2	
		18	52.ДП.075.018.003	Копір полозковий	1	
Подп. и дата						
Взам. инв. №						
Подп. и дата						
Инв. № подл.						
Изм. / лист						
Разраб.						
Пров.						
Консульт.						
Н.контр.						
Утв.						

52.ДП.075.000.003 СК

Гичкоріз

Копировав

Лит.	Лист	Листов
	1	3

ДДАЕУ

Формат А4

Формат А4