

ЖИТОМИРСЬКИЙ АГРОТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ

(повне найменування вищого навчального закладу)

ВІДДІЛЕННЯ «АГРОІНЖЕНЕРІЯ»

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

ЦИКЛОВА КОМІСІЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ДИСЦИПЛІН СПЕЦІАЛЬНОСТІ

«АГРОІНЖЕНЕРІЯ»

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи (дипломного проєкту)

фахового молодшого бакалавра

(освітньо-професійний ступінь)

на тему: «**Механізація вирощування озимої пшениці з удосконаленням
грунтообробного агрегату**»

Виконав: студент IV курсу, групи Ai-41

Галузь знань 20 «Аграрні науки і
продовольство»

спеціальність 208 «Агроінженерія»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Бондарчук І.П.

(прізвище та ініціали)

Керівник Довбиш А.П.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Поліщук О.С.

(прізвище та ініціали)

Житомирський агротехнічний фаховий коледж

(повне найменування вищого навчального закладу)

Відділення **«Агроінженерія»**

Циклова комісія **спеціальності «Агроінженерія»**

Освітньо-професійний ступінь **фаховий молодший бакалавр**

Галузь знань **20 «Аграрні науки та продовольство»**

(шифр і назва)

Спеціальність **208 «Агроінженерія»**

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова циклової комісії спеціальності
«Агроінженерія»

Т.Б. Веремій

“ ” 20__ року

З А В Д А Н Н Я **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ)**

Бондарчуку Іллі Павловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема проєкту: **«Механізація вирощування озимої пшениці з удосконаленням ґрунтообробного агрегату»**

Керівник проєкту (роботи)

Довбиш Андрій Петрович., к.т.н.

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

Затверджені наказом вищого навчального закладу від “11” листопада 2024 року
№467-н

2. Строк подання студентом проєкту 09.06.2025 р.

3. Вихідні дані до проєкту

Робоча швидкість до 10 км/год

Трактор Т-150. Дискова агрегат УДА-3,8

Площа посадки 150 га

Термін окупності не більше 5 років

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

Вступ

Технологічна частина

Конструктивна частина

Охорона праці

Економічна частина. Висновки

Список використаних джерел. Додатки

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

Технологічна карта вирощування озимої пшениці

Карта операційно-технологічна

Агрегат дисковий комбінований (Вигляд загальний)

Складальне креслення

Деталювання

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Герасимчук Д.В.		
Економічна частина	Веремій Т.Б.		
Нормоконтроль	Вензовська Н.П.		

7. Дата видачі завдання 14.11.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка
1	Вступ	21.11.2024	Виконано
2	Технологічна частина	20.12.2024	Виконано
4	Конструктивна частина	07.02.2025	Виконано
5	Охорона праці	13.03.2025	Виконано
6	Економічна частина	11.04.2025	Виконано
7	Висновок. Список використаних джерел	20.04.2025	Виконано
8	Графічна частина	29.05.2025	Виконано

Студент

(підпис)

Бондарчук І.П.

(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

(підпис)

Довбиш А.П.

(прізвище та ініціали)

<i>№ п/п</i>	<i>Формат</i>	<i>Позначення</i>	<i>Найменування</i>	<i>К-ть. арк.</i>	<i>№ прим.</i>	<i>Примітка</i>
			Документація			
1	A4	ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Розрахунково-пояснювальна записка	38		
			Графічні матеріали			
2	A1	ДП.208.467-н.041.001.ТХ	Технологічна карта вирощування озимої пшениці	1		
3	A1	ДП.208.467-н.041.001.ОТК	Операційно-технологічна карта проведення дискування	1		
4	A1	ДП.208.467-н.041.001.000.ВЗ	Агрегат дисковий універсальний	1		
5	A1	ДП.208.467-н.041.001.200.СК	Рама	1		
6	A3	ДП.208.467-н.041.001.201.СК	Брус передній поздовжній	1		
7	A3	ДП.208.467-н.041.001.208.СК	Кронштейн проміжний	1		
8	A2	ДП.208.467-н.041.001.700.СК	Диск	1		
9	A4	ДП.208.467-н.041.001.202	Втулка	1		
10	A4	ДП.208.467-н.041.001.210	Косинка	1		
11	A4	ДП.208.467-н.041.001.211	Вухо	1		
12	A4	ДП.208.467-н.041.001.212	Вухо	1		
13	A3	ДП.208.467-н.041.001.702	Вісь	1		
14	A3	ДП.208.467-н.041.001.703	Корпус	1		

					ДП.208.467-н.041.001.ПД					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Відомість до дипломного проекту					
Розроб.	Бондарчук									
Перевір.	Довбиш									
Реценз.										
Н. Контр.	Вензовська									
Затверд.	Руденко				ЖАТФК Гр. Аі-41					
					Літера		Арк.		Аркуші	
							4		1	

«Механізація процесу вирощування озимої пшениці з детальною розробкою основного обробітку ґрунту»

АНОТАЦІЯ

Пояснювальна записка 38 арк., 4 розд., 6 рис., 8 табл., 14 літературних джерел та 6 аркушів формату А1.

Ключові слова: ДИСКОВИЙ КУЛЬТИВАТОР, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ВИТРАТИ ЕНЕРГІЇ, ГОДИННА ПРОДУКТИВНІСТЬ, ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ.

Об'єктом досліджень є технологічний процес ґрунтообробних операцій при проведенні основного обробітку під озиму пшеницю.

Мета дипломного проєкту – підвищення ефективності проведення механізованих процесів при виконанні ґрунтообробних операцій за рахунок модернізованого дискового культиватора.

В процесі дипломного проєктування проводились теоретичні та експериментальні дослідження залежності продуктивності культиватора від удосконалення його конструкції.

В результаті виконання дипломного проєкту було модернізовано дисковий культиватор, удосконалено технологічний процес дискування, що дало можливість підвищити продуктивність МТА, зменшити втрати пального та зменшити зтрати праці.

В розділі «Охорона праці» розроблено інструкцію з охорони праці при проведенні дискування удосконаленим агрегатом.

Основні конструктивні та техніко-експлуатаційні показники: висока якість виконання роботи при підвищеній продуктивності і позменшення затрат праці й пального.

Розраховані основні техніко-економічні показники проєкту від впровадження конструктивної розробки у процесі вирощування озимої пшениці, а саме строк окупності капітальних вкладень, який становитиме 2,1 року.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ТЕХНОЛОГІЧНО-ОПЕРАЦІЙНА ЧАСТИНА.....	8
1.1 Технологія вирощування озимої пшениці.....	8
1.2 Розрахування показників операційної технології.....	8
1.2.1 Розрахування режимів роботи агрегата	8
1.3 Розробка технологічної карти	14
2 КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА	15
2.1 Обґрунтування запропонованої конструкції дискового культиватора.....	15
2.2 Визначення геометричних параметрів дисків культиватора	16
2.3 Визначення основних конструкційних параметрів дискового культиватора...	18
2.4 Перевірочний розрахунок елементів механізму регулювання дисків.....	18
2.5 Тяговий розрахунок дискового культиватора.....	21
2.6 Розрахунок очікуваної продуктивності та витрат пального.....	24
2.7 Уточнення тягового опору котка культиватора	26
3 ОХОРОНА ПРАЦІ	30
3.1 Потенційні небезпеки, що створюються на робочому місці.	
Вимоги техніки безпеки при обробці ґрунту.....	30
3.1 Розробка інструкції з охорони праці при дискуванні.....	30
3.2 Розрахування стійкості агрегата.....	30
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	32
4.1 Вартість конструкції.....	32
4.2 Економічне обґрунтування	33
ВИСНОВКИ	37
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	38
ДОДАТКИ	

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата					
Розробив	Бондарчук				Механізація вирощування озимої пшениці з удосконаленням ґрунтообробного агрегату	Літера	Арк.	Аркуші	
Керівник	Довбиш							6	37
Консульт						ЖАТФК гр. Аі-41			
Н. Контр.	Вензовська								
Затвердив	Руденко								

ВСТУП

Головною задачкою сільськогосподарства України є подальше підвищення виробництв всіх видів сільсько-господарської продукції.

Діскування - поверхнева обробка ґрунтів на глибину до 20 см, якою проводиться розпушення, кришіння і часткове перивертання, переміщування ґрунтів та підрізування бур'янів. Цим заходом вирішують самі важливі завдання: боротьба з бур'янами, шкідниками і збудниками хвороб культурних рослин; збереження і нагромадження ґрунтової вологоти, активізація мікробіологічних процесів; зароблення у верхню частину ґрунтів після жнивних решток і добрив; високоякісне виконання наступного заходу головного обробітку - орання.

Дісковий культиватор (дискатор) – це ґрунтообробна машина з дисковим робочим органом. Особливість цих машин те, що кожний диск встановлено на індивідуальний стояк, при цьому площа обертання диска має похил до вертикалі.

Ці машини призначені для обробки задернїлих пластів після орання або до неї, цілини, діскування лугів і пасовищ, загортання добрив і пожнивних решток. Глибина обробки ґрунту до 20см. Робочий орган – диски, які добре заглиблюються в ґрунт і інтенсивно подрібнюють рослині рештки.

Кожен ряд дисків має можливість регулювати кут атаки від (від 0 до 30 градусів) і відповідно робочої ширини захвата диска. Диск при цьому робить роль як леміш і полиця, що сприяє кращому обертанню відрізаного шару, його кришіння, а також зниженню тягового опору. Відсутність у будові дискаторів дискових батарей з єдиною оссю обертання дозволяє дискаторові працювати у вологу погоду, на землях з великою чисельністю рослинних залишків і бур'янів і при цьому унеможливується забивання між дискового об'єму ґрунтом і рослинними рештками.

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.	Бондарчук				ВСТУП			Літера	Арк.	Аркуші	
Перевір.	Довбиш									7	2
Реценз.								ЖАТФК Гр. Ai-41			
Н. Контр.	Вензовська										
Затверд.	Руденко										

1 ТЕХНОЛОГІЧНО-ОПЕРАЦІЙНА ЧАСТИНА

1.1 Технологія вирощування озимої пшениці (див. додаток 1).

1.2 Розрахування показників операційної технології

Вихідні дані до розрахунків. Склад агрегата Т-150+ універсальний дисковий агрегат УДА – 3,8. Рельєф поля $i = 2 \%$. Площа поля 150 га. Довжина поля 950 м. Класність ґрунтів – 3.

1.2.1 Розрахування режимів роботи агрегата

Робоча швидкість агрегата не повина перевищувати 12 км/год. Дотримання цієї вимоги можна досягати, якщо трактор Т-150 буде рухатися на другій та третій передачі. Теоретична швидкість руху трактора на вказаних передачах відповідно становитиме: $V_1 = 10.08$ і $V_2 = 11.4$ км/год. Передаточні числа трансмісій на цих передачах дорівнюватимуть $i_{mp1} = 50.3; i_{mp2} = 44.3$.

Визначаю дотичну силу тяги на обраних передачах [1]:

$$P_d = \frac{9,554 N e i_{tr} \eta_{tr}}{r_k n_n}, \quad (1.1)$$

де P_d – дотична сила на ободах коліс трактора, кН;

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

i_{tr} – передаточне число трансмісій;

η_{tr} – коефіцієнт корисної дії трансмісій;

r_k – натуральний радіус кочиння, м;

n_n – номінальна частота обертання колінвала, об / хв.

Номінальна потужність двигуна трактора Т-150 $N_e = 121$ кВт. ККД трансмісії становитиме $\eta_{tr} = 0,91$. Номінальна частота обертання колінчатого валу двигуна $n_n = 2100$ об/хв.

Натуральний радіус перикочування тракторів можна визначити так [5]:

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата								
Розробив	Бондарчук				ТЕХНОЛОГІЧНО- ОПЕРАЦІЙНА ЧАСТИНА			Літера	Арк.	Аркуші		
Керівник	Довбиш									8	9	
Консульт								ЖАТФК гр. Аі-41				
Н. Контр.	Вензовська											
Затвердив	Руденко											

$$r_k = (r_o + h) \lambda, \quad (1.2)$$

де r_o – радіус сталюого обода колеса, м;

h – висота шини;

λ - коефіцієнт усадки шин.

У тракторів Т-150 $r_o = 0,332$ м; $h = 0,523$. Коефіцієнт усадки шин залежитиме від агрофону і у даному випадку становитиме 0,8.

Тоді, $r_k = (0,332 + 0,523) \cdot 0,8 = 0,68$ м.

Тоді, для обраних передач дотичній сили:

$$P_{d1} = \frac{9,554 \cdot 121 \cdot 50,3 \cdot 0,91}{0,68 \cdot 2100} = 37,0 \text{ кН}$$

$$P_{d2} = \frac{9,554 \cdot 121 \cdot 44,3 \cdot 0,91}{0,68 \cdot 2100} = 32,6 \text{ кН}$$

В протилежному випадку за рушійну силу трактора приймати силу $F_{зч}$, яку можна визначити по формулі [11]:

$$F_{зч} = \mu G \varphi, \quad (1.3)$$

де μ - коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом;

G – маса трактора, кН;

φ - коефіцієнт, що враховує зчипнуу вагу тракторів.

Коефіцієнт зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом на полі для лущиння, з врахуванням класу ґрунту $\mu = 0,51$.

Маса трактора Т-150 $G = 76$ кН, а коефіцієнт $\varphi = 1$.

Тоді, $F_{зч} = 0,51 \cdot 76 \cdot 1 = 38,76$ кН.

Отже, рушійною силою на кожній із підібраних передач є дотична сила.

Зусилля тракторів на гаку на підібраних передачах можна визначити з формули:

$$P_{гак} = P_d - (G_f + G_i),$$

$$P_{гак} = 32,6 - 6,84 - 2,28 = 23,48 \text{ кН}$$

Визначим коефіцієнт буксування рушія трактора. Для практичних розрахунков коефіцієнт буксування визначаю як залежність від показника:

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$P = \frac{P_{\text{гак}} \eta_v}{F_{\text{зч}}}, \quad (1.4)$$

де - η_v – коефіцієнт використання тягового зусилля тракторів.

$$\eta_v = 0,75 \dots 0,85.$$

Приймаю $\eta_v = 0,85$, в такому разі

$$P = \frac{23.48 \cdot 0,85}{38.76} = 0,51 /$$

Згідно даним при $P = 0,51$ коефіцієнт буксування рушія трактора $\delta = 9,7 \%$.

Визначаєм робочі швидкості тракторів на підібраних передачах:

$$V_{pi} = V_T \left(1 - \frac{\delta}{100}\right), \quad (1.5)$$

де V_{pi} – робоча швидкість трактора на i -тій передачі, км/год,

V_T – теоретичні швидкості руху тракторів на i -тій передачі.

Робочі швидкості трактора на підібраних передачах:

$$V_{p1} = 10,08 \left(1 - \frac{9.7}{100}\right) = 9,1 \text{ км/год.},$$

$$V_{p2} = 11,4 \left(1 - \frac{9.7}{100}\right) = 10,3 \text{ км/год.},$$

Визначим питомий тяговий опір дискатора на підібраних передачах [11]:

$$K = K_o [1 + \Pi(V_p - V_o)], \quad (1.6)$$

де K_o – питомий опір агрегата на швидкості руху 5 км/год;

V_p – робоча швидкість руху агрегата, км/год.;

V_o – швидкість руху борони, при якій визначають K_o ($V_o = 5$ км/год);

Π – коефіцієнт приросту питомого опору, $\Pi = 0,025$

Питомий опір агрегата на другій передачі буде:

$$K_1 = 1,8 \cdot (1 + 0,025 (9,1 - 5)) = 1,98 \text{ кН/м},$$

Питомий опір на третьою передачу:

$$K_2 = 1,8 \cdot (1 + 0,025 (10,3 - 5)) = 2,03 \text{ кН/м}.$$

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Наскільки трактор Т-150 агрегатує лиш один агрегат із заданим кутом атаки 35°, то розрахунки по визначенню максимальної ширени захвату агрегату і числа машин в агрегаті проводити не доцільно.

Визначаю тяговий опір агрегату [11]:

$$R_a = (K + R_i) \cdot B_K \cdot n_c, \quad (1.7)$$

де R_a – суммарний тяговий опір агрегату, кН;

K – питомий опір УДА-3,8 на обраних передачах, кН/м

R_i – додатковий опір, щовиникає при русі агрегата на підйом, кН/м;

n_c – чисельність машин;

B_K – ширена захвату агрегату, м ($B = 7$ м).

$$R_i = \frac{G_M}{B_K} \cdot \frac{i}{100}, \quad (1.8)$$

де G_M – вага дискового агрегата, кН ($G_M = 26$ кН).

$$R_i = \frac{26}{7} \cdot \frac{2}{100} = 0.08 \text{ кН/м.}$$

Тоді, тяговий опір агрегата на підібраних передачах

$$R_{a1} = (1.98 + 0.08) \cdot 7 \cdot 1 = 20.6 \text{ кН,}$$

$$R_{a2} = (2.03 + 0.08) \cdot 7 \cdot 1 = 21.1 \text{ кН,}$$

Визначим коефіцієнт використання тягового зусилля тракторів на передачах

$$\eta = \frac{R_a}{P_{зак}}, \quad (1.9)$$

$$\eta_1 = \frac{20.6}{23.48} = 0.88,$$

$$\eta_2 = \frac{21.1}{23.48} = 0.90.$$

Із розрахунків випливає, що агрегат доцільніше використовувати на третій передачі, так як завантаженість трактора буде наближеним до номінального.

Кінематика агрегату.

Одним із різновидів гонових способів руху, що використовуються при лушніні, є човниковий спосіб руху. Робоча довжина гоніїв при цьому буде:

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$L_p = L - 2E, \quad (1.10)$$

де L_p – робочі довшини гонів, м;

L – довжина поля, м;

E – ширина поворотной полоси.

При петльових поворотах мінімальна ширина поворотнойполоси [11]:

$$E_{\min} = 2,8R + 0,5B_k + e, \quad (1.11)$$

де B_k – ширина захвачення агрегата ($B_k = 7$ м);

R – радіус поворотів агрегата, для агрегатів $R = B_k = 7$ м;

e – довжина виїздів агрегатів, м.

Для причіпного агрегата [10]:

$$e = (0,6 \dots 1,0) l_a, \quad (1.12)$$

де l_a – кінематиична довжина агрегатів, м:

$$l_a = l_T + l_M; \quad (1.13)$$

де l_T – кіннематична довжна трактора ($l_T = 1,15$ м).

l_M – кіниматична довжина борони ($l_M = 6,54$ м).

$$l_a = 1,15 + 6,54 = 7,69 \text{ м.}$$

Отримаєм, $e = (0,6 \dots 1,0) 7,69 = 4,61 \dots 7,69$ м, приймаю $e = 6$ м.

$$E_{\min} = 2,8 \cdot 7 + 0,5 \cdot 7 + 6 = 36 \text{ м}$$

Факктична ширена поворотной полоси має бути більшої $E_{\min}$ і кратна ширині захватів агрегатів, тобто

$$E_{\phi} \geq E_{\min} = nB_p, \quad (1.14)$$

де n – кількість проходжень агрегата. Приймем $n = 4$, тоді $E_{\phi} = 40$ м.

І так, $L_p = 500 - 2 \cdot 40 = 420$ м.

Визначим коефіцієнт робочих заходів [12]:

$$\varphi = \frac{L_p}{L_p + L_x}, \quad (1.15)$$

де L_x – довжна холостого ходу агрегату, м.

Довжина холостого ходу при грушо-подібному повороті при рухові човниковім способом :

$$L_x = 6R + 2e, \quad (1.16)$$

$$L_x = 6 \cdot 10 + 2 \cdot 6 = 72 \text{ м}$$

					ДП.208.467-Н.041.001.ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$\text{Отже,} \quad \varphi = \frac{420}{420 + 72} = 0,85.$$

Розрахуємо продуктивність агрегату.

Норму виробітку агрегата за зміну

$$H = 0,1 B_p V_p T_p, \quad (1.17)$$

де B_p – робоча ширена захвату, м ($B_p = 7$ м);

V_p – робоча швидкість руху ($V_p = 10,3$ км/год);

T_p – чистий робочий час зміни, год.

Чистий робочий час агрегату на протязі зміни

$$T_p = \frac{T_{зм} - (T_{пз} + T_{обс} + T_{пов})}{1 + \tau_{пов} + \tau_{то}}, \quad (1.18)$$

де $T_{зм}$ – час змін, год ($T_{зм} = 10$ год);

$T_{пз}$ – підготовчозаклучний час, год;

$T_{обс}$ – час організаційно-технічного обслуговування агрегату (очищення робочих органів, перевірення якості роботи, підрегулювання і т.д.);

$T_{пов}$ – затрати часу протягом зміни на розвороти ($T_{пов} = T_{пов} \cdot T_p = 0,11 \cdot 6.7 = 0,75$ год.).

$\tau_{пов}$ – коефіцієнт поворотів;

$\tau_{то}$ – коефіцієнт технологічного обслуговування агрегат.

Підготовчо-заклучний час агрегатів буде $T_{пз} = 25 - 40$ хв. Приймем $T_{пз} = 30$ хв $= 0,5$ год. Час організаційно-технічного обслуговування $T_{обс} = 9 - 21$ хв. Приймаю $T_{обс} = 20$ хв $= 0,33$ год.

Коефіцієнт поворотів можна визначить так:

$$\tau_{пов} = \frac{1 - \varphi}{\varphi} = \frac{1 - 0,85}{0,85} = 0,17.$$

Коефіцієнт технологічного обслуговування:

$$\tau_{то} = T_{то}/T_p, \quad (1.19)$$

де $T_{то}$ – час технологічного обслуговування агрегата на протязі зміни, $T_{то} = 45$ хв $= 0,75$ год.

$$\tau_{то} = 0.75/10 = 0.075.$$

					ДП.208.467-Н.041.001.ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Чистий час роботи агрегата за зміну

$$T_p = \frac{10 - (0,5 + 0,33 + 0,75)}{1 + 0,17 + 0,075} = 6,7 \text{ год,}$$

а норма виробітків агрегатів

$$H = 0,1 \cdot 10 \cdot 10,3 \cdot 6,7 = 69,0 \text{ га.}$$

Продуктивність агрегата за годину зміненого часу становитиме

$$W = \frac{H}{T_{зм}} = \frac{69,0}{10} = 6,9 \text{ га/год.,}$$

при коефіцієнту використання часу зміни

$$\tau = \frac{T_p}{T_{зм}} = \frac{6,7}{10} = 0,67.$$

Визначання норм витрат палива.

Норму витрат пального визначити [13]:

$$Q = \frac{T_p G_p + T_{пов} G_n + T_{пер} G_{пер} + T_{зуп} G_{зуп}}{H}, \quad (1.20)$$

де $T_{пов}$, $T_{пер}$, $T_{зуп}$ – затрати часу протягом змін відповідно на розвороти, переїзди і на зупинки.

Приймем, що час переїздів на поле і назад складатиме 25 хв = 0,42 год.

$$T_{зуп} = \tau_{то} \cdot T_p = 0,075 \cdot 6,7 = 0,50 \text{ год.}$$

де G_p , G_n , $G_{пер}$ і $G_{зуп}$ – норматив затрат палива відповідно на виконання основної роботи, при розворотах, переїздах і на зупінках.

$G_p = 21 \text{ л/год; } G_n = 8,2 \text{ л/год; } G_{пер} = 7 \text{ л/год; } G_{зуп} = 2,3 \text{ л/год.}$

$$\text{Тоді, } Q = \frac{6,7 \cdot 30 + 0,75 \cdot 8,2 + 0,42 \cdot 7 + 0,5 \cdot 2,3}{69,0} = 3,06 \text{ л/га.}$$

1.3 Розробка технологічної карти

Розробляю технологічну карту на вирощування озимої пшениці (див. додаток 1.2).

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

2.1 Обґрунтування запропонованої конструкції дискового культиватора

Загальний вид запропонованого дискового культиватора виконано на загальному вигляді у графічній частині проєкту. Працює дисковий культиватор наступним чином.

Перед початком роботи машини механізмом регулювання положення опорного катка встановлюють задану глибину обробки ґрунту. При переміщенні машини по полі диски заглиблюються у ґрунт та підрізають його верхній шар, розпушують, частково обиртають і укладають на дно боросни. Наявність трох рядів дисков забезпечує постійність виконання процесу при заданих показниках якості розпушування. Опорний коток забезпечує потрібну глибину обробки ґрунту і додатково подрібнює ґрутки у верхньому шарі ґрунтів, вирівнюючи їх.

Дискатор має головний робочий орган – стояк із встановленими під кутом до вертикалі диском. Різні заводи виробники виробляють стояки різного конструктивного виконання, проте їх можна звести в дві групи: з маточиною, що знаходиться в межах робочої зони диска і поза її межами (рис. 2.1 див. дод. 2).

Обидва варіанти мають як позитивні сторони, так і недоліки. Варіант «а» рис. 2.1. (див. дод. 2.1) характерен тим, що маточина 2 знаходиться високо над рівнем дна борозни і диск 3 можна заглиблювати глибше, ніж в варіанті «б», де положення маточини 2 обмежує можливість заглиблювання.

Але обидва варіанти мають суттєвий недолік: диск 3, який встановлений на осі обертання консольно, тому підшипники працюють із значними радіальними навантаженнями. Тому, в більшості конструкцій використовують конічні підшипники.

Для усунення даного недоліку мною рекомендується компромісний варіант (рис. 2.2 див. додаток 2).

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата	КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА		
Розробив	Бондарчук						
Керівник	Довбиш						
Консульт							
Н. Контр.	Вензовська						
Затвердив	Руденко						
					Літера	Арк.	Аркушів
						15	15
					ЖАТФК гр. Аі-41		

В варіанті, що я пропоную диск 1 встановити по середині маточини, що робить навантаження на підшипники однаковими. Таким чином, загальна надійність конструкції збільшуватиметься. Додатково, в нашій конструкції обертається сама маточина, а не вал. Тому, діаметр D розташування болтів кріплення більший, що зменшує консольне навантаження на приєднувальну площину A диска, яка в серійній конструкції часто викришиться.

Решту конструктивних елементів не змінено, що дозволить використати конструкцію на серійних дискаторах.

2.2 Визначення геометричних параметрів дисків культиватора

Визначим головні параметри дисків, оскільки від їх розмірів залежатимуть головні конструктивні параметри культиватора. Фігурна форма леза сферичного диска інтенсивно розпушує ґрунт, руйнуючи його хордо-подібною частинкою лез. Затискуючи цією частиною леза рослинні рештки, такі диски краще їх подрібнюють, ніж диски із суцільним лезом.

Лезо дисків загострено з боку опуклої поверхні, а кут загострення знаходиться в межах $10-20^\circ$. Товщину дисків приймаю із рівняння [4]:

$$\delta = 0,008 \cdot D, \quad (2.1)$$

де D - діаметр диска, який визначають з формул

$$D = k \cdot h_0, \quad (2.2)$$

де k - коефіцієнт, $k=4-6$

h_0 - глибина обробітки, мм.

Приймаю $h_0=150$ мм.

Тоді,

$$D = (4-6) \cdot 150 = 600-900 \text{ мм.}$$

Прийму діаметр диска 660 мм. Тоді, товщина дисків має становити

$$\delta = 0,008 \cdot 660 = 5,3 \text{ мм.}$$

Приймаю товщину дисків $\delta = 6$ мм.

Розміри вирізів дисків (рис. 2.1) визначають

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$E = 3B/2; \quad C = D/8. \quad (2.3)$$

Кількість вирізень на дисках приймають від 6 до 12.

Приймаю, що $B = 100$ мм. Тоді, підставивши дані, отримаю:

$$C = 660/8 = 82,5 \text{ мм},$$

$$E = 3 \cdot 100/2 = 150 \text{ мм}.$$

Якщо прийнять, що на диску буде зроблено 8 вирізов, то суммарна довжина виступов і вирізов буде становить 2000мм. Це приблизно буде відповідать довжині кола диска, яка повина становит $\pi D = 3,14 \cdot 660 = 2072$ мм.

Між діаметром і радіусом кривизни дисків встановлена залежність [4]:

$$R = (D/2) \cdot \sin \varepsilon, \quad (.4)$$

де ε - кут, який для борін дорівнює $20-26^\circ$.

Підставивляю дані, буде

$$R = (660/2) \cdot \sin 22^\circ \approx 48 \text{ мм}.$$

Відстань між дісками в ряді визначаються [14]:

$$b \geq 2\sqrt{h_{\Gamma} \cdot (D - h_1)} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.5)$$

де h_{Γ} - висота гребенів на дні борозен, які утворюються після проходу культиватора;

α - кут атаки дисків.

Висота гребенів на дні борозен, які утворюються після проходів культиватора повині не перевищувати половини глібини обробки, тобто в нашому випадку вони не повині бути більшими 7,5 см.

$$b \geq 2\sqrt{7,5 \cdot (66 - 7,5)} \cdot \operatorname{tg} 35^\circ \geq 33,5 \text{ см}.$$

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

2.3 Визначення основних конструкційних параметрів дискового культиватора

Приймаєм, що діаметр диска $D=560$ мм, то згідно вимог будемо мати такі основні параметри дискового культиватора:

відстає між рядками дисків повина бути

$$L=1,3 \cdot D=1,3 \cdot 660=858 \text{ мм},$$

відаль від четвертого ряду дисків до вісі коака має бути не менше

$$L_1=1,25 \cdot D=1,25 \cdot 660=825 \text{ мм},$$

Висота стояків дисків повина становити

$$L_2=0,65 \cdot D=0,65 \cdot 660=429 \text{ мм},$$

Висота регулювання катка відносно нижньої крайки дисків

$$L_3=0,15 \cdot D=0,15 \cdot 660=99 \text{ мм}.$$

Зміна кута атаки дисків в межах від 0 до 35 град забезпечує оптимальний режим розпушування ґрунту в широкому діапазоні ґрунтово-кліматичних умов.

Встановлена відстань між рядками дисків не менш 825 мм та відстані до опорного катка 825 мм дозволить працювати дискам четвертого ряду та катка в режимі сталого положення шару ґрунту в усьому діапазоні кутів атаки дисків при швидкостях обумовлених агротехнічними вимогами для даного класу агрегатів.

Висота несучого стояка 430 мм забезпечує проходження розпушеного шару ґрунту у підрамному просторі в обранному діапазоні кутів атак дисків.

Обмеження діапазону регулювання опорного катка за висотою відносно нижньої кромки дисків 99 мм забезпечує глибину обробітку в межах 5...18 см при мінімальних габаритах механізму регулювання.

2.4 Перевірочний розрахунок елементів механізму регулювання дисків

Регульовальний механізм кута ряду дисків показано на рис. 2.4. В регульовальному болті механізму регулювання буде виникати зусилля розтягу F , що визначається:

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$F = \frac{l}{l_1} \cdot R_{Ay}, \quad (2.6)$$

де l - відстань від опори А до опори В (див. рис. 2.4);

l_1 - відстань від опори А до осі регулювального болта.

У даному випадку $l=880\text{мм}$, $l_1=955\text{мм}$, $R_{Ay} = 1064,5\text{Н}$, тоді

$$F = \frac{880}{955} \cdot 1064,5 = 981\text{Н}.$$

Враховуючи специфіку роботи дискового культиватора для розрахунків прийму, що максимальне зусилля буде:

$$F' = F \cdot K_{\delta}, \quad (2.7)$$

де K_{δ} - коефіцієнт безпеки.

$$F' = 981 \cdot 6,5 = 6376\text{Н}.$$

Визначим допустимі зусилля розтягнення для болта, враховуючи, що матеріал болта і гайки - сталь 35, для якої $\sigma_T = 300\text{Н/мм}^2$

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}; \quad (2.8)$$

де $[S]$ - коефіцієнт запасів міцності.

Згідно рекомендацій [11] у нашому випадку приймем $[S]=3$, тоді

$$[\sigma_p] = \frac{300}{3} = 100\text{Н/мм}^2.$$

Мінімальний внутрішній діаметр різьби визначим

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F'}{\pi \cdot [\sigma_p]}}. \quad (2.9)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 6376}{3,14 \cdot 100}} = 10,27\text{мм}.$$

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Враховуючи те, що даній умові відповідатиме різьба М14, яку бажано не застосовувати, то приймем остаточний діаметр різьби М16 регулювального болта, для якої $d_1 = 13,836 \text{ мм}$, зовнішній діаметр $d = 16 \text{ мм}$, крок різьби $p = 2 \text{ мм}$

Знаходимо мінімальну висоту гайки з умов міцності витків на зрізання:

$$H = \frac{F'}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot [\tau_{зр}] \cdot K_M}, \quad (2.10)$$

де k - коефіцієнт, що враховує тип різьби, для метричної $k = 0,87$;

$[\tau_{зр}]$ - допустимі зусилля зрізання;

K_M - коефіцієнт нерівномірності навантаження витків різьби

$$K_M = 0,56 \dots 0,75,$$

приймаю $K_M = 0,7$.

Допустиме напруження на зріз для матеріалу гайки визначим так

$$[\tau_{зр}] = 0,2 \cdot \sigma_T. \quad (2.11)$$

Підставивши дані, отримую

$$[\tau_{зр}] = 0,2 \cdot 300 = 60 \text{ Н/мм}^2.$$

Тоді, результат розрахунку

$$H = \frac{6376}{3,14 \cdot 13,836 \cdot 0,87 \cdot 60 \cdot 0,7} = 14,03 \text{ мм}.$$

Знаходимо мінімальну висоту гайок з умов міцності витків на зминання, прийнявши допустиме навантаження змінання $[\sigma_{зм}] = 180 \text{ Н/мм}^2$:

$$H = \frac{4F' \cdot p}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot [\sigma_{зм}] \cdot K_M}; \quad (2.12)$$

у числовому вигляді

$$H = \frac{4 \cdot 6376 \cdot 2}{3,14 \cdot (16^2 - 13,836^2) \cdot 180 \cdot 0,7} = 12,01 \text{ мм}.$$

Враховуючи, що гайка М14 ДСТУ має висоту 13 мм, а М16 – 18 мм, міцність різьбових з'єднань механізму регулювання забезпечена.

					ДП.208.467-Н.041.001.ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

2.5 Тяговий розрахунок дискового культиватора

Розрахунки виконуємо стосовно до ґрунтовокліматичних умов, що наближені до умов Полісся України.

Приймаємо робочі параметри агрегату по аналогії з серійною машиною БДМ-3х4П.

Для проведення розрахунків прийму наступні дані: глибина розпушення 15 см; робоча швидкість руху 3,0 м/с; ширна захвату 3,2 м; схил місцевості 1 %; тип ґрунту - чорнозем звичайний середньо-суглинковий; питома вага ґрунту 1,5 т/м³; вологість 22 %; агрофон - поле після багаторічних трав. Розрахунки тягового опору виконаю за методикою Панченка А. М.

Тяговий опір має три складові: переміщення агрегату по полю; тяговий опір розпушуючої групи; тяговий опір котка.

У відповідності до методики, сумарний тяговий опір для ґрунтообробної с/г машини на переміщення складається з опору на перикочування, опору руху на подолання схилів та опору сил інерції.

Тяговий опір пересуванню машини буде:

$$W_{пер} = G_{рм} \cdot f_{рух}, \quad (2.13)$$

де $G_{рм}$ - маса машини, кН;

$f_{рух}$ - коефіцієнт опору перекочування машини в заданих ґрунтових умовах.

$$W_{пер} = 25 \cdot 0,05 = 2,5 \text{ кН.}$$

Тяговий опір руху машини на подолання схил дорівнює:

$$W_i = G_{рм} \cdot i, \quad (2.14)$$

де i - схил місцевості.

$$W_i = 25 \cdot 0,01 = 0,25 \text{ кН.}$$

Опір сил інерції

$$W_{ін} = m \cdot \frac{V}{t}, \quad (2.15)$$

де V – робоча швидкість, м/с;

t – час набору робочої швидкості, с.

					ДП.208.467-Н.041.001.ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$W_{\text{ін}} = 2,5 \cdot \frac{3}{5} = 1,5 \text{ кН.}$$

Загальний тяговий опір на переміщення машини

$$W_{\text{п}} = 2,5 + 0,25 + 1,5 = 4,2 \text{ кН.}$$

У відповідності до методики, загальний тяговий опір катка складатиме

$$W_{\text{к}} = 9,81 \cdot G \cdot (f_D + \operatorname{tg} \alpha + \frac{V}{9,81 \cdot t_p}), \quad (2.16)$$

де G – маса катка;

f_D – коефіцієнт опору перикочування;

α – кут схилу;

V – робочая швидкість;

t_p – час набрання робочой швидкості, складає 4...6 с.

$$f_D = \frac{q^2 \cdot L}{g^2 \cdot G \cdot C}, \quad (2.17)$$

де q – питомий тиск на поверхню ґрунтів;

L – довжина катка;

$C = 180 \text{ кН/м}$ – коефіцієнт опору вертикальної деформації.

Питомий стиск

$$Q = 5000 \cdot h^2 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2 \cdot D}, \quad (2.18)$$

де $h = 0,05 \text{ м}$ – оптимальная глібина ущільнення;

$\omega_1 = 20 \%$ - критична вологість ґрунту;

$\omega_2 = 26 \%$ - масова вологість;

D - діаметр котка.

Підставляю значиння і обраховую складові формули (2.18) та тяговий опір в цілом

$$Q = 5000 \cdot (0,05)^2 \cdot \frac{20^2}{26^2 \cdot 0,56} = 14,88 \text{ кН/м}^2.$$

$$f_D = \frac{14,88^2 \cdot 3,2}{9,81^2 \cdot 0,2 \cdot 180} = 0,205.$$

Тяговий опір

					ДП.208.467-Н.041.001.ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$W_k = 9,81 \cdot 0,2 (0,205 + \operatorname{tg} 12^\circ + \frac{3}{9,81 \cdot 5}) = 0,68 \text{ кН.}$$

Аналітична розрахункова формула для визначення тягового опору різання ґрунтів у блокованому режимі.

$$\begin{aligned} W_{PO} = C_{уд} \cdot \left[b \cdot a + \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi^2}{\cos(\alpha_p + \varphi_2)} \right] + 4,9 \cdot b \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}) \cdot \gamma \cdot \\ \cdot [\sin \varphi_2 + \cos(\alpha_p - \varphi_2) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1] + 2 \cdot a^2 \cdot \{ 0,5 \cdot C_{уд} [\operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_2) + \operatorname{ctg}(\alpha_p)] \times \\ \times \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(\alpha_p + \varphi_2)} + 4,9 \cdot \delta_p \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}) \cdot \sin \varphi_2 \cdot \gamma \} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'(z + x \cdot \operatorname{tg} \varphi_1) \cdot b + \\ + 9,81 \cdot b \cdot a \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2, \end{aligned} \quad (2.19)$$

де $C_{уд}$, K – відповідно питоме зчеплення часток ґрунту і несуча спроможність ґрунту.

b – приведена ширена захвату знаряддя;

$\gamma = 1,5 \text{ т/м}^3$ – питома вага ґрунту;

$\varphi_2 = 22^\circ$ – кут внутрішнього тертя;

$\alpha_p = 35^\circ$ – кут різання;

$a = 0,15 \text{ м}$ – глибина обробку ґрунту;

$\theta = 10 \text{ град}$ – задній кут леза;

$z = x = 0,001 \text{ м}$ – параметри затуплення леза;

$\varphi_1 = 28^\circ$ – кут зовнішнього тертя ґрунту по сталі.

Для визначення приведеної ширени захвату диска розгляну розрахункову схему (рис. 2.5, див додатки).

$$D_{пр} = 560 \cdot \cos 21^\circ = 560 \cdot 0,9336 = 522,8 \text{ мм}$$

Приведений діаметр диска

$$OD = D_{пр}/2 - a = 261,4 - 150 = 111,4 \text{ мм}$$

$$AO = 522,8/2 = 261,4 \text{ мм}$$

$$AD = \sqrt{AO^2 - OD^2} = \sqrt{68329,9 - 12409,9} = 236,5 \text{ мм}$$

$$b = \frac{2 \cdot AD}{2} = AD = 236,5 \text{ мм.}$$

Підставляю значення у формулу (2.19) і визначаю тяговий опір одного диска

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$W_{PO} = 3,3 \cdot \left[0,2365 \cdot 0,15 + \frac{0,66 \cdot 0,15^2 \cdot \operatorname{ctg} 22^2}{\cos(35 + 22)} \right] + 4,9 \cdot 0,2365 \cdot 0,15^2 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{22}{2}) \cdot 1,5 \cdot [\sin 22 + \cos(35 - 22) \cdot \cos 35 \cdot \operatorname{tg} 28] + 2 \cdot 0,15^2 \cdot \{0,5 \cdot 3,3 \cdot [\operatorname{tg}(35 + 22) + \operatorname{ctg}(35)] \cdot \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} 22}{\cos(35 + 22)} + 4,9 \cdot 0,1 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{22}{2}) \cdot \sin 22 \cdot 1,5\} \cdot \operatorname{tg} 28 + 620 \cdot (0,001 + 0,001 \cdot \operatorname{tg} 22) \cdot 0,2365 + 9,81 \cdot 0,2365 \cdot 0,15 \cdot 1,5 \cdot \frac{\sin 35 \cdot \cos 10}{\sin(35 + 10)} \cdot 2,5^2 = 0,52 \text{ кН.}$$

На машині встановлено 30 дисків. Тому, загальний тяговий опір розпушуючої частини машини

$$W_{\Sigma} = 0,52 \cdot 30 = 15,60 \text{ кН.}$$

Загальний тяговий опір культиватора

$$W = 4,20 + 0,68 + 15,60 = 20,5 \text{ кН.}$$

Згідно довідковим даним обираєм трактор Т-150, який забезпечує на п'ятій передачі швидкість 3,0 м/с і при цьому зусилля на кріюку буде 24,5 кН. Приймаю коефіцієнт буксування 0,05, тоді робоча швидкість буде 10,8 км/год.

Коефіцієнт використання тягового зусилля трактора

$$k = W/P_r = 20,5/24,5 = 0,84. \quad (2.20)$$

Це дозволить стверджувати, що двигун трактора буде працювати в режимі, близькому до номінального.

2.6 Розрахунок очікуваної продуктивності та витрат пального

Важливою ланкою в системі заходів по забезпеченню високої культури землеробства, підвищенню родючості ґрунтів, боротьби зі бур'янами і урожайності с/г культур є правильна, науковообґрунтована технологія дискування на глибину основного обробітку ґрунту, завдяки якому поліпшується його водний, повітряний, тепловий і поживний режим. Для правильного вирішення питань обробки ґрунту потрібні глибокі теоретичні знання вимог рослин до природного середовища, в якому вони вирощуються, закономірностей процесів, що протікають у ґрунті.

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Високоєфективне використання МТА забезпечується встановленням ротаційних технологій, технічних і організаційних систем та інших заходів по ефективному використанню машиннотракторного агрегату, які гарантують високу якість виконання робіт у задані агротехнічні строки з найбільшою економічною ефективністю.

Визначу очікувану продуктивність запропонованого дискового культиватора.

Погодина продуктивність характеризує роботу агрегату за годину і цей показник потрібний для нормування витрат праці і зрівняльного аналізу однотипних агрегатів. Годинну продуктивність визначають:

$$W_{\text{год}} = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (2.21)$$

де B_p - ширина захватів;

V_p – швидкості руху, км/год;

τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Коефіцієнт використання робочого часу зміни:

$$\tau = \frac{T_p}{T_{\text{зм}}}, \quad (2.22)$$

де T_p – чистий робочий час зміни, годин;

$T_{\text{зм}}$ – час зміни, годин.

Робочий час зміни складає 8 годин при 5 денному робочому тижні. Для визначення чистого робочого часу зміни у відповідності до нормативних документів приймаю:

$T_x = 0,50$ години – час холостих переїздов;

$T_{\text{пз}} = 0,05$ години – підготовчо-аключний час;

$T_{\text{ТО}} = 0,20$ години – час, що витрачається на технічне обслуговування;

$T_{\text{ТУ}} = 0,05$ години – час, що витрачається на зупинки по технічному нагляду;

$T_{\text{см}} = 0,05$ години – час, що витрачається на усунення технологічних відмов;

$T_{\text{відп}} = 0,50$ години - час для відпочивань.

Із урахуванням цього чистий робочий час зміни

$$T_p = 8 - 0,50 - 0,05 - 0,20 - 0,05 - 0,05 - 0,50 = 6,65 \text{ год.} \quad (2.23)$$

Коефіцієнт використання робочого часу зміни

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$\tau = 6,65/8 \approx 0,80. \quad (2.24)$$

Продуктивність

$$W_{\text{год}} = 0,1 \cdot 3,8 \cdot 10 \cdot 0,8 \approx 3,0 \text{ га/год.}$$

Виробіток за зміну

$$W_{\text{зм}} = W_{\text{год}} \cdot T_{\text{зм}} \quad (2.25)$$

$$W_{\text{зм}} = 3,0 \cdot 8 = 24 \text{ га.}$$

Агрегат складається з удосконаленого дискатора УДА - 3,8 і трактора Т-150. З урахуванням конструктивних особливостей спроектованої машини вважатиму, режим роботи двигуна завжди буде наближений до оптимального. Витрати паливно-мастильних матеріалів для такого режиму можна обчислити:

$$q = \frac{Q_p \cdot T_p + Q_x \cdot T_x + Q_o \cdot T_o}{W_{\text{зм}}}, \text{ кг/га} \quad (2.26)$$

де q - питомі втрати палива, кг / га;

Q_p – годинні витрати палива у робочому режимі, кг;

Q_x – годинні втрати пального на холостих переїздах, кг;

Q_o – годинні втрати пального на зупинках, кг;

T_p – час роботи у номінальному режимі, годин;

T_x – час на холості переїзди, годин;

T_o – час роботи на зупинках, годин.

У відповідності до виконаних раніше розрахунків:

Маємо: $T_p = 6,65$ год; $T_x = 0,50$ год; $T_o = 8 - 6,65 - 0,50 = 0,85$ год (вважаємо, що при перерві на обід двигун не працює).

$$q = \frac{36 \cdot 6,65 + 7,3 \cdot 0,50 + 5 \cdot 0,85}{24} = 12,7 \text{ кг/га або } 15,4 \text{ л/га.}$$

2.7 Уточнення тягового опору котка культиватора

До складу запропонованого в дипломному проєкті дискового культиватора входить каток. Процес прикочування повинен бути таким, щоб при зустрічі з грудками ґрунтів каток перекочувався через них, а не штовхав їх уперед. При перекочуванні через грудки тиск катка концентрується на ній, і вона розламується

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

або вдавлюється у ґрунт без проштовхування уперед. В іншому випадку каток буде штовхати ґрунтові грудки перед собою, тобто нагромаджувати ґрунт. Характер взаємодії катка з ґрунтом залежить від його діаметра і розмірів грудок (наприклад, перед важким котком невеликого діаметра утворюється високий ґрунтовий валок, внаслідок чого грудки переміщуються вперед).

Основними параметрами котків є їх діаметр та довжина (ширина). Діаметр повинен бути таким, щоб при зустрічі з великою грудкою коток легко міг перекотитися через неї, а не штовхав би (витискував) її вперед.

Розглянемо взаємодію катка з грудкою під час накочування його на лежачу на поверхні поля грудку (рис. 2.6, див. рис. 2.6).

Під час накочування катка на грудку будуть діяти сили тиску N , а також сила тертя F_2 між поверхнею катка та грудкою і сила тертя F_1 між грудкою та поверхнею ґрунту, які спрямовані у протилежний бік напрямку руху катка. Щоб грудка (або перешкода у вигляді будь-якої нерівності на полі) не зсувалася по поверхні поля попереду катка, вона повина бути надійно затиснута між поверхнями катка та поля. Це настане за таких умов

$$F_1 + F_2 \cdot \cos \alpha > N'. \quad (2.26)$$

В формулі (4.26)

$$N' = N \cdot \sin \alpha,$$

$$F_2 = N \cdot \operatorname{tg} \varphi_2,$$

$$F_1 = Q \cdot \operatorname{tg} \varphi_1,$$

$$Q = N'' + F_2 \cdot \sin \alpha = N \cdot \cos \alpha + N \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \sin \alpha. \quad (2.27)$$

Підставивши одержані значення у вираз (у.27) та зробивши перетворення, матиму

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{(\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2)}{(1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2)} \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi_2). \quad (2.28)$$

Брили або грудки не будуть переміщуватися перед катком за умов, якщо:

$$\alpha \leq \varphi_1 + \varphi_2, \quad (2.29)$$

де φ_1 - кут тертя ґрунту по ґрунту;

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

φ_2 - кут тертя ґрунтів по поверхні катка.

Кут α залежить від висоти h грудки та діаметра D катка. З рис. 2.6 видно, що

$$\cos \alpha = \frac{(r-h)}{r} = \frac{(D-2h)}{D} = 1 - \frac{2h}{D}. \quad (2.30)$$

Але відомо, що $\operatorname{tg} \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} / \cos \alpha$. Тоді, підставивши значиння, отримаємо

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(2\sqrt{h \cdot D - h^2})}{(D - 2h)},$$

відповідно

$$\operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi_2) \geq \frac{(2\sqrt{h \cdot D - h^2})}{(D - 2h)}. \quad (2.31)$$

Знаючи кути тертя φ_1 та φ_2 і діаметр катка D , можна визначить висоту h грудки (брили), через яку він може перекотитися, не переміщаючи її попереду себе.

Щоб зменшити поздовжнє переміщення ґрунту, яке руйнує його структуру, кут α обхвату ободка катка ґрунтом не повинен перевищувати 15-20°. Виходячи з цього, діаметр D катка визначають за виразом

$$D \geq 2h / (1 - \cos \alpha). \quad (2.32)$$

Силу дію катків на ґрунт визначають за виразом

$$q = 2Q / b \cdot l, \quad (2.33)$$

де b - довжина катка;

h_1 - глибина колії;

l - ширина відбитку катка на ґрунті, це хорда кола діаметром D ;

$$l = 2\sqrt{h_1(D - h_1)}.$$

Найчастіше оптимальним тиском для прикочування ґрунту є $q = 3 - 4 \text{ Н/см}^2$.

Силу P опору перекочуванню катків визначають так

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$P = \mu \cdot Q, \quad (2.34)$$

де μ - коефіцієнт перикочування $\mu = 0,86 \cdot \sqrt[3]{Q/q_0 \cdot b \cdot D^2}$;

тут q_0 - коефіцієнт об'ємного зминання, $q_0 = 2-4 \text{ Н/см}^2$.

Для котків з негладкою поверхнею, як в нашому випадку, сила опору перикочуванню, як правило, дещо більша, ніж для котків із гладкою поверхнею, і визначати її із співвідношення:

$$P_{H.P} = \varepsilon \cdot P, \quad (2.35)$$

де ε - коефіцієнт, що враховує зростання опору за рахунок не рівностей поверхні, приймаю $\varepsilon = 1,1-1,3$.

При $\alpha = 20^\circ$ діаметр котка буде $D = 330 \text{ см}$. Приймавши довжину котка $b = 3,2 \text{ м}$, глибину колії 5 см . Одержим, що $Q = 7200 \text{ Н}$, тоді $P_{H.P} = 1893 \text{ Н}$ або $1,9 \text{ кН}$.

Отже, уточнений розрахунок тягового опору котка показує, що отримане значення тягового опору становитиме $1,9 \text{ кН}$.

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Потенційні небезпеки, що створюються на робочому місці.

Вимоги техніки безпеки при обробітці ґрунту (див. додаток 5.1).

3.2 Розробка інструкції з охорони праці при дискуванні

Інструкція з охорони праці під час роботи на агрегаті для обробітці ґрунту агрегатом Т-150+УДА-3,8 винесена в додаток 5.2.

3.3 Розрахування стійкості агрегата

Перекидна швидкість трактору

$$v_{опр} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot r \cdot B}{2h}}, \quad (3.1)$$

де, r – радіус поворотів трактора, м;

B – поперечна база трактору, м;

h – висота центра тяжіння тракторів, м.

$$v_{опр} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 2,25 \cdot 1,89}{2 \cdot 1,71}} = 3,49 \text{ м/с, або } 12,56 \text{ км/год.}$$

Перекидна сила

$$P = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot r}, \quad (3.2)$$

де, G – сила тяжіння, Н.

$$P = \frac{65000 \cdot 3,49^2}{9,81 \cdot 2,25} = 35823,8 \text{ кН.}$$

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата	ОХОРОНА ПРАЦІ		
Розробив	Бондарчук						
Керівник	Довбиш						
Консульт	Герасимчук						
Н. Контр.	Вензовська						
Затвердив	Руденко						
					Літера	Арк.	Аркушів
						30	2
					ЖАТФК гр. Аі-41		

Радіус поворотів, при яком починається перекидання трактора

$$r = \frac{2 \cdot 3,49^2 \cdot 1,71}{9,81 \cdot 1,89} = 2,21 \text{ м.}$$

Отже, при радіусі повороту менше 2,21 м починає перекидатися трактор при швидкості руху 12,56 км/год. Як видно, розрахунковий радіус повороту практично дорівнюватиме мінімальному радіусу повороту трактора Т-150 (2,25м), що засвідчує про достатню стійкість агрегату.

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Вартість конструкції

Витрати на конструкцію розраховують:

$$B_k = B_{\text{зп}} + B_{\text{гд}} + B_{\text{м}} + H, \quad (4.1)$$

де B_k – ціна конструкції, грн.;

$B_{\text{зп}}$ – витрати на заробітну платню, грн.;

$B_{\text{гд}}$ – собвартість готових деталей, грн.;

$B_{\text{м}}$ – ціна матеріалів, які використовують при виготовленні конструкції, грн.;

H – сума накладних затрат, грн.

Витрати на заробітну платню розраховують:

$$B_{\text{зп}} = B_{\text{ос}} + B_{\text{дод}} + B_{\text{н}}; \quad (4.2)$$

де $B_{\text{ос}}$ – затрати на головну зарплату, грн.;

$B_{\text{дод}}$ – витрати на додаткову зарплатню, грн.;

$B_{\text{н}}$ – інші нараховування, грн.

Витрати на головну зарплатню розраховують із формули:

$$B_{\text{ос}} = T \cdot t, \quad (4.3)$$

де T – затрати часу на виконання робіт, год.;

t – тарифна ставка за 1 год затрат часу, $t=75$ грн/год.

Витрати на заробітну плату при виготовленні деталей обладнання зводжу в табл. 4.1 (див. додаток 6).

Додаткова заробітна платня розраховується так:

$$B_{\text{дод}} = \frac{B_{\text{ос}} - P_{\text{дод}}}{100}, \quad (4.4)$$

де $B_{\text{ос}}$ – витрати на основну заробітну платню, грн.;

$P_{\text{дод}}$ - процент додаткової оплати праці, %

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА		
Розробив	Бондарчук						
Керівник	Довбиш						
Консульт	Веремій						
Н. Контр.	Вензовська						
Затвердив	Руденко				ЖАТФК гр. Ai-41		
					Літера	Арк.	Аркушів
						32	5

$$П_{\text{дод}} = 10 \div 20 \text{ \%}.$$

$$В_{\text{дод}} = 1181,8 \cdot 10 / 100 = 118,80 \text{ грн.}$$

Інші нараховування розраховуються слідуючим чином:

$$В_{\text{н}} = \frac{(B_{\text{ос}} + B_{\text{дод}}) \cdot K_{\text{н}}}{100} ; \quad (4.5)$$

де $K_{\text{н}}$ - процент нараховувань до фонду оплати праці, %, $K_{\text{н}} = 37,5$.

$$В_{\text{н}} = \frac{(127,46 + 12,75) \cdot 37,5}{100} = 52,57 \text{ грн.}$$

$$В_{\text{зп}} = 1181,8 + 118,8 + 52,57 = 1353,2 \text{ грн.}$$

Витрати на придбання готових деталей для удосконаленої машини приведу в табл. 4.2 (див. додаток 6).

Визначення собівартості матеріалів для виготовлення конструкції розраховуємо за виразом :

$$В_{\text{м}} = M \cdot Ц, \quad (4.6)$$

де M – вага матеріалу, кг;

$Ц$ – ціна 1 кг матеріалу, грн./кг.

Визначаю суму накладних затрат з виразу:

$$Н = \frac{В_{\text{зп}} - Н_{\text{н}}}{100}, \quad (4.7)$$

де $В_{\text{зп}}$ – витрати на зарплату, грн.;

$Н_{\text{н}}$ – норматив накладних витрат, %.

Отже загальна ціна конструкції буде:

$$В_{\text{к}} = 1353,2 + 300,65 + 313,87 + 108,75 = 2076,47 \text{ грн.}$$

4.2 Економічне обґрунтування

Для визначення економічного ефекту проведу розрахунок базової і проєктованої конструкції:

Визначатиму матеріалоемкість операцій по формулі:

$$M_{\text{м}} = \frac{M_{\text{агр}}}{W_{\text{с.р}}}, \quad (4.8)$$

$M_{\text{агр}}$ - вага агрегау, кг

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$M_{\text{м}}^{\text{п}} = \frac{4580 + 2100}{3,78} = 1374,5 \text{ кг/га.}$$

Енергонасищеність агрегата визначається:

$$E_{\text{н}} = \frac{N}{M_{\text{агр}}}, \quad (4.9)$$

$$E_{\text{н}}^{\text{п}} = \frac{51,5}{4580 + 2100} = 7,0 \text{ кВт.}$$

Трудомісткіість виконання технологічних операцій визначу по формулі:

$$T_0 = \frac{T}{W_{\text{с.р}}}, \quad (4.10)$$

де Т – чисельність робітників, що обслуговують агрегат, чол.

$$T_0^{\text{п}} = \frac{1}{4,86} = 0,20 \text{ люд.год/га.}$$

Продуктивність праці на виконанні операцій визначаю по формулі:

$$P_{\text{р}} = \frac{W_{\text{с.р}}}{T}, \quad (4.11)$$

$$P_{\text{р}}^{\text{п}} = 4,86 / 1 = 3,87 \text{ га/люд.год.}$$

Визначим питомі експлуатаційні витрати по формулі:

$$EB_{\text{п}} = O + A + P_{\text{п}} + \Pi;$$

де О – витрати на оплату праці, грн.;

А – сума амортизаційних відрахувань, грн.;

$P_{\text{п}}$ – відчислення на поточний ремонт і ТО, грн.;

Π – затрати на паливомастильні матеріали.

Витрати на оплату праці визначають по формулі:

$$O = \frac{m_{\text{тр}} \cdot \varphi \cdot K \cdot K_{\text{н}}}{W_{\text{тр}}}, \quad (4.12)$$

де $m_{\text{тр}}$ – число тракторів, що обслуговують агрегат, чол.;

φ – оплата 1 людино години, грн.;

К – коефіцієнт, який враховує доплату за клас, грн.;

$K_{\text{н}}$ – коефіцієнт, який враховує нарахування на фонд заробітної плати, %

$$O^{\text{п}} = \frac{1 \cdot 0,78 \cdot 1,1 \cdot 1,375}{4,86} = 26,24 \text{ грн/га.}$$

Відрахування на амортизацію визначаються з формул:

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$A = \frac{B_T \cdot A_T \cdot K}{T_T \cdot W_{c.p} \cdot 100} + \frac{B_M \cdot A_M}{T_M \cdot W_{c.p} \cdot 100}, \quad (4.13)$$

де B_T ; B_M – балансові ціни тракторів і с/г машин, грн.;

A_T ; A_M – процент відрахувань на амортизацію трактора і с/г машини, %.

T_T ; T_M – сезонне навантаження трактора і с/г машини.

K – коефіцієнт, який враховує час роботи трактора з сільськогосподарською машиною.

$$K = T_M / T_T = 330 / 1100 = 0,3;$$

$$A^{\Pi} = \frac{19250 \cdot 19,5 \cdot 0,3}{1100 \cdot 4,86 \cdot 100} + \frac{10529 \cdot 29}{330 \cdot 4,86 \cdot 100} = 15,52 \text{ грн/га.}$$

Відрахування на ремонт та реновацію визначим так:

$$P_{\Pi} = \frac{B_T \cdot a_{ПРТР} \cdot K}{T_T \cdot W \cdot 100} + \frac{B_M \cdot a_{ПРМ}}{T_M \cdot W \cdot 100}; \quad (4.14)$$

де $a_{ПРТР}$ і $a_{ПРМ}$ – процент відрахувань на поточний ремонт і ТО трактора і с.г. машин, %.

$$P_{\Pi}^{\Pi} = \frac{19250 \cdot 22 \cdot 0,3}{1100 \cdot 4,86 \cdot 100} + \frac{10529 \cdot 12}{330 \cdot 4,86 \cdot 100} = 8,03 \text{ грн/га.}$$

Затрати на ПММ визначаю з формули:

$$\Pi = g_{га} \times \Pi, \quad (4.15)$$

де $g_{га}$ – гектарна витрата пального, кг/га;

Π – комплексна ціна пального, грн./кг

$$\Pi^{\Pi} = 3,2 \cdot 50 = 128 \text{ грн/га;}$$

$$E B_{\Pi}^{\Pi} = 46,24 + 35,52 + 28,03 + 128 = 238,6 \text{ грн/га.}$$

Загальні експлуатаційні витрати визначають з виразу:

$$E B_{заг} = E B_{\Pi} \cdot S, \quad (4.16)$$

де S – площа обробки, га

Площу обробітку визначаю так:

$$S = W_{\text{експ}}^{\Pi} \cdot T_M, \quad (4.17)$$

$W_{\text{експ}}^{\Pi}$ - експлуатаційна продуктивність удосконаленої машини, га/год;

T_M – сезонне завантаження машини, год.

$$S = 1,1 \cdot 330 = 363 \text{ га;}$$

$$E B_{заг}^B = 13,03 \cdot 363 = 4729,9 \text{ грн.}$$

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Економію експлуатаційних витрат визначаю за формулою:

$$E_{\text{кон}} E B_{\text{заг}} = E B_{\text{заг}}^B - E B_{\text{заг}}^П, \quad (4.18)$$

$$E_{\text{кон}} E B_{\text{заг}} = 5731.77 - 4729.9 = 1001,88 \text{ грн.}$$

Сумму приведених витрат визначаю:

$$ПВ = E B_{\text{заг}} + E_{\text{П}} \cdot K, \quad (4.19)$$

де $E_{\text{Н}}$ – нормативний коефіцієнт ефективності використання капіталовкладень, $E_{\text{Н}} = 0,15$.

K – додаткові капіталовкладиння, грн..

$$ПВ^П = 4729,9 + 0,15 \cdot 756,73 = 4843,41 \text{ грн.}$$

Економічну ефективність визначають:

$$E_{\text{еф}} = ПВ^B - ПВ^П, \quad (4.20)$$

$$E_{\text{еф}} = 5845,28 - 4843,41 = 1001,87 \text{ грн.}$$

Я розрахував економічний ефект розробки, який складатиме 1001,87 грн. Тоді термін окупності конструкції визначатиму за формулою

$$T_{\text{ок}} = B_{\text{к}} / E_{\text{еф}}, \quad (4.21)$$

$$T_{\text{ок}} = 2076,47 / 1001,87 = 2,1 \text{ року.}$$

Як бачим, термін окупності капіталовкладень в розробку конструкції буде становить трохи більше двох років.

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		36

ВИСНОВКИ

Узагальним результати виконання дипломного проєкту та робимо слідуючі висновки:

1. В порівнянні з дисковими лушильниками і боронами дискові культиватори мають слідуючі переваги:

- можливість встановлення дисків на власному стояці з нахиленим площиною обертання до вертикалі дає змогу значно інтенсивніше і більш глибоко обробляти ґрунт;

- дискатори володіють більшим діапазоном регулювання кута атаки дисків, який можна змінювати від 0 до 35 градусів. Це - відповідно дозволятиме збільшити робочу ширину захвату дисків;

- диски дискаторів виконують одночасно роль лемеша і полиць, що сприяє кращому обертанню відрізаного пласту і його кришення;

- відсутність в конструкції дискаторів дискових батарей із спільною віссю обертання дозволяє їм працювати у вологу погоду на землях з великим числом рослинних залишків і бур'янів і при цьому виключається забивання між дискового простору ґрунтом і рослинними рештками.

Тому в умовах Лісостепу України доцільно використовувати дискові культиватори з запропонованими в дипломному проєкті робочими органами.

2. Як показують розрахунки, розроблений робочий орган здатний забезпечити бажану якість обробки ґрунтів з дотриманням основних агротехнічних вимог.

3. Запропонована конструкція закріплення дисків до стояків усуває основні недоліки відомих способів кріплення і може бути використовувана на інших конструкціях диска торів без зміни основних конструктивних елементів.

5. Розроблені заходи по охороні праці забезпечать підвищення безпеки праці.

6. Виконані техніко-економічні обчислення засвідчують високу економічну ефективність прийнятих в проєкті рішень і досить малий термін окупності капіталовкладень в запровадження, а саме 2,1 року.

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ						
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата							
Розробив	Бондарчук				ВИСНОВКИ			Літера	Арк.	Аркушів	
Керівник	Довбиш									37	1
Консульт								ЖАТФК гр. Аі-41			
Н. Контр.	Вензовська										
Затвердив	Руденко										

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. М. А. Білоножко, І. С. Руденко, В. І. Мойсеєнко та ін. К.: Урожай, 1986. 224 с.
2. Марченко В. І. Грунтообробні машини: Навчальний посібник. Київ: Науковий світ, 2004. 184 с.
3. Панченко А. Н.. Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин. Дніпропетровськ, ДДАУ, 2002. 395 с.
4. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (частина1) Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: ОКО, 2001. 444 с.
5. Красніченко Н. С. Довідник конструктора по сільськогосподарським машинам. Київ: Урожай, 1999. 154 с.
6. Кобець А. С. Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин. Дніпропетровськ, 1999. 65 с.
7. Марченко В. І. Сільськогосподарські машини. Київ: Вища шк., 1999. 344 с.
8. Гаврилюк Г. Р. Живолуп Г. Р., Короткевич П. С., Опалко Г. П., Погорілець О.М. Практикум з технологічної наладки та усунення несправностей сільськогосподарських машин. Київ: Урожай, 1995. 280 с.
9. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини. Київ: Урожай, 1994. 295 с.
10. Гречкосій В. Д. Довідник сільського інженера. Київ: Урожай, 1991. 96 с.
11. Ільченко В.Ю.. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. Київ: Урожай, 1993. 283 с.
12. Писаренко Г. С. Опір матеріалів. Київ: Вища шк., 1986. 775 с.
13. Інструкція по дискатору БДМ-3х4П.
14. Сисолін П. В, Сало В. М., Кропивний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1. Машини для рільництва. Київ: Урожай, 2001. 384 с.

					ДП.208.467-н.041.001.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата									
Розробив	Бондарчук				СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ				Літера	Арк.	Аркушів		
Керівник	Довбиш											38	1
Рецензент									ЖАТФК гр. Аі-41				
Н. Контр.	Вензовська												
Затвердив	Руденко												