

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему:

Удосконалення широкозахватного культиватора з розробкою
системи довантажування секції котків

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи МГ-41

спеціальності

208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

Керівник

Мирончук В.С.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Сташків М.Я.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Сташків М.Я.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Левкович М.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2025

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

студенту Мирончуку Володимирі Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення широкозахватного культиватора з розробкою системи довантажувача секції котків

Керівник роботи Сташків М.Я., к.т.н., доц.

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

Затверджені наказом ректора від «22» січня 2025 року № 4/7-25

2. Термін подання студентом завершеної роботи 16.06.2025

3. Вихідні дані до роботи агротехнічні вимоги до поверхневого обробітку ґрунту; типовий технологічний процес поверхневого обробітку ґрунту; базова конструкція культиватора для поверхневого обробітку ґрунту

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ.

1. Аналіз об'єкту дослідження

2. Технологічна частина

3. Проектна частина

4. Безпека життєдіяльності, основи охорони праці

Загальні висновки.

Перелік посилань

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

1. Культиватор. Складальне креслення. 2. Секція культивуюча. Складальне креслення.

3. Робочі органи. 4. Секція котків. Складальне креслення. 5. Начіпка. Складальне креслення.

6. Довантажувач. Загальний вигляд. 7. Довантажувач. Схема роботи. 8. Довантажувач.

Кінематичний аналіз. 9. Довантажувач. Аналіз напружено – деформованого стану

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Безпека життєдіяльності, основи охорони праці</i>	<i>Комар Р.В., к.т.н., доц.</i>		

7. Дата видачі завдання 22.01.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Аналіз об'єкту дослідження</i>	<i>01.02.2025</i>	
2	<i>Технологічна частина</i>	<i>11.02.2025</i>	
3	<i>Проектна частина</i>	<i>15.05.2025</i>	
4	<i>Безпека життєдіяльності, основи охорони праці</i>	<i>25.05.2025</i>	
	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>05.06.2025</i>	

Студент

(підпис)

Мирончук В.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Сташків М.Я.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Мирончук Володимир Сергійович.

Тема роботи – „Удосконалення широкозахватного культиватора з розробкою системи довантажування секції котків”.

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Сташків Микола Ярославович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Мета роботи – удосконалення технології поверхневого обробітку ґрунту з розробкою системи довантажування секції котків.

Об’єкт дослідження – технології поверхневого обробітку ґрунту.

Предмет дослідження – робочі органи широкозахватного культиватора.

Методи дослідження: порівняльний, теоретико-емпіричний, математичного та комп’ютерного моделювання.

Отримані результати:

- проведено аналіз способів механічного обробітку ґрунту;
 - проведено аналіз машин і знарядь для поверхневого обробітку ґрунту;
 - проведено аналіз існуючих конструкцій комбінованих культиваторів;
 - обґрунтовано параметри культивуючої секції борінчастого типу;
 - обґрунтовано параметри поводка культивуючої секції;
 - обґрунтовано параметри прикочувальних котків ;
 - визначено тяговий опір культиватора;
 - проведено конструювання довантажувача секції котків культиватора ;
 - проведено кінематичний аналіз довантажувача;
 - проведено міцнісний аналіз довантажувача;
 - подано вимоги техніки безпеки при експлуатації ґрунтообробних машин;
- розглянуто заходи запобігання виникнення надзвичайних ситуацій.

Практичне значення отриманих результатів.

Запропоновано удосконалення технології поверхневого обробітку ґрунту, яка передбачає застосування широкозахватного культиватора із системою довантажування секції прикочуючих котків.

Структура роботи.

Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та ілюстративної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків.

Обсяг роботи: розрахунково-пояснювальна записка – 61 арк. формату А4, додатки – 7 арк. формату А4, ілюстративний матеріал – 14 арк. формату А4.

Ключові слова: ґрунт, технологія поверхневого обробітку, знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту, широкозахватний культиватор, система довантажування секцій котків, технологічні параметри, комп'ютерне моделювання.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ТА МАШИН ДЛЯ МЕХАНІЧНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ	8
1.1. Аналіз способів механічного обробітку ґрунту	8
1.2. Машини і знаряддя для поверхневого обробітку	10
1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи.....	14
2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	16
2.1. Розрахунок культивуєної секції борінчастого типу	16
2.1.1. Розрахунок робочих органів борінчастої культивуєної секції	16
2.1.2. Побудова зубового поля борінчастої культивуєної секції	20
2.1.3. Силовий розрахунок культивуєної секції.....	25
2.2. Розрахунок поводка культивуєної секції.....	26
2.3. Розрахунок прикочувальних котків	31
2.3.1. Обґрунтування основних параметрів	32
2.3.2. Розрахунок опору перекошування котка.....	35
2.4. Уточнення тягового опору культиватора	39
3. ПРОЕКТНА ЧАСТИНА	41
3.1. Конструювання довантажувача ротаційної секції культиватора	41
3.2. Кінематичний аналіз довантажувача ротаційної секції	44
3.3. Розрахунок міцності довантажувача ротаційної секції.....	47
4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	50
4.1. Вимоги техніки безпеки для проектованої машини	52
4.2. Запобігання виникнення надзвичайних ситуацій	52
ВИСНОВКИ.....	56
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	58
ДОДАТКИ.....	61

ВСТУП

Ґрунт є головним ресурсом сільськогосподарського виробництва та основним об'єктом обробки. Його ключовою характеристикою є родючість.

На рівень родючості значний вплив мають методи обробітку ґрунту та внесення добрив. Саме тому для її збереження та підвищення постійно вдосконалюються агротехнології, що вимагає розробки нових технічних рішень і модернізації сільськогосподарських машин та знарядь, які застосовуються при традиційному обробітку ґрунту.

Сучасне сільське господарство вимагає підвищення ефективності ґрунтообробної техніки з метою забезпечення високої продуктивності, зменшення енергетичних витрат та збереження родючості ґрунтів. Одним із ключових технологічних процесів у підготовці посівного ложа є поверхневий обробіток ґрунту, що забезпечує знищення бур'янів, вирівнювання поверхні поля та збереження вологи у верхньому шарі.

Широкозахватні культиватори є одними з основних агрегатів, що використовуються для виконання даного виду обробітку. Вони дозволяють обробляти значні площі за короткий проміжок часу, зменшуючи кількість проходів техніки по полю та, відповідно, ущільнення ґрунту. Проте, в умовах різноманітних типів ґрунтів, складного рельєфу та мінливої вологості, робота таких агрегатів не завжди є стабільною та якісною. Часто виникають проблеми з нерівномірністю глибини обробітку, недостатнім вирівнюванням поверхні поля або забиванням робочих органів.

Удосконалення конструкції широкозахватного культиватора є актуальним завданням, спрямованим на покращення його експлуатаційних характеристик, адаптацію до змінних польових умов та зниження загальних витрат на ґрунтообробні роботи. Зокрема, важливим є впровадження ефективних систем регулювання глибини, стабілізації робочих органів та довантаження котків для якісного прикочування обробленого шару.

1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ТА МАШИН ДЛЯ МЕХАНІЧНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

1.1. Аналіз способів механічного обробітку ґрунту

Одним з основних заходів, спрямованих на підвищення родючості ґрунту і зростання врожайності сільськогосподарських культур, є механічний обробіток ґрунту, тобто вплив на нього робочими органами знарядь і машин з метою створення оптимальних умов для вирощування культурних рослин. При цьому поліпшуються фізичні властивості ґрунту: співвідношення між капілярною та некапілярною пористістю і між вмістом води й повітря в ґрунті; від його ущільнення й особливостей поверхні ріллі залежать теплові властивості ґрунту; обробіток впливає на його тепловий режим.

Обробітком ґрунту створюються сприятливі умови для біологічних процесів, що зумовлює нагромадження доступних рослинам поживних речовин, сприяє видаленню з ґрунту вуглекислого газу, поліпшує умови фотосинтезу. На правильно оброблених ґрунтах підвищується ефективність внесених добрив. Завдяки обробітку створюються сприятливі умови для використання поживних речовин з глибших шарів ґрунту, для проростання насіння бур'янів, сходи яких знищують подальшим обробітком. Одним з основних завдань обробітку є боротьба зі шкідниками та хворобами сільськогосподарських культур, і, крім того, загортання добрив, гербіцидів.

Залежно від погодних умов, особливостей ґрунту та його забур'яненості, специфіки вирощування культур, використовують такі операції: перевертання, розпушування та кришіння, перемішування, ущільнення, вирівнювання, обробіток ґрунту із залишенням стерні на поверхні.

Вищезазначені технологічні процеси здійснюються при виконанні таких способів механічного обробітку ґрунту: оранка, глибоке безполіцеве розпушування, культивація та луцення, боронування, шлейфування,

коткування, фрезування, плоскорізний обробіток, створення гряд, гребенів, борозен, щілин тощо.

Розрізняють основний, спеціальний і поверхневий обробіток ґрунту.

Основний обробіток складається з двох послідовних операцій: лущення стерні і зяблевої оранки.

Спеціальний обробіток – це оранка ущільнених, болотних ґрунтів, плантажна і ярусна оранка, глибоке розпушення, фрезерування ґрунту, буріння ям для висаджування дерев тощо.

Поверхневий обробіток передбачає такі операції: боронування, шлейфування, культивацію, коткування, підгортання, нарізування гребенів, улаштування грядок тощо.

У період поверхневого передпосівного обробітку ґрунту закривають вологу, остаточно знищують бур'яни, створюють сприятливі умови для проростання висіяного насіння і забезпечення нормального розвитку рослин.

Основним завданням розпушування (змінювання взаємного розміщення частинок і збільшення об'єму ґрунту) і кришіння (зменшення розміру ґрунтових частинок) є забезпечення нещільного розміщення частинок ґрунту і одночасне збільшення загальної пористості, особливо некапілярної; посилення аерації ґрунту і збільшення його водопроникності; інтенсифікація аеробних процесів; знищення кірки на поверхні ґрунту; подрібнення брил до дрібногрудкуватого стану.

Залежно від особливостей рослин, ґрунту і клімату, змінюються вимоги до розпушеності орного шару. Іноді орний шар розпушують на повну його глибину або навіть і глибше, застосовуючи такий прийом, як ґрунтопоглиблення. Нерідко обробіток проводять так, щоб розпушені прошарки чергувалися з ущільненими (наприклад, у південних районах під час обробітку чистих парів для зменшення випаровування).

Для розпушування орного шару на певну глибину застосовують борони, культиватори, фрези. Для створення прошарків розпушеного і відносно ущільненого ґрунту поєднують роботу культиваторів і котків.

Для високоякісного своєчасного обробітку ґрунту і підвищення врожайності культур вирішальне значення має правильне та ефективне використання сучасної сільськогосподарської техніки.

1.2. Машини і знаряддя для поверхневого обробітку ґрунту

Машини і знаряддя для поверхневого обробітку поділяють на групи:

- борони (зубові, сітчасті, дискові, шлейф-борони тощо) для розпушування ґрунту, боротьби з бур'янами і вирівнювання поверхні поля;
- культиватори для суцільного і міжрядного обробітку ґрунту;
- котки для ущільнення ґрунту, розбивання грудок і вирівнювання поверхні;
- комбіновані машини, які за один прохід виконують декілька технологічних операцій обробітку ґрунту.

Борони призначені для подрібнення і розпушування брил і скиб ґрунту після оранки плугом, вирівнювання поверхні поля, розпушування верхнього шару ґрунту і знищення ґрунтової кірки, що утворюється після дощів, знищення бур'яну, загортання насіння і мінеральних добрив.

Польові борони за способом приєднання робочих органів до рам поділяють на жорсткі, шарнірні та пружинні. Жорсткі зубові борони поділяють за питомим тиском на зуб на легкі (від 6 до 10 Н), середні (від 12 до 15 Н) і важкі (від 16 до 20 Н).

У жорстких боронах застосовують зуби квадратного, круглого ромбовидного й еліптичного перерізів. Для лапчастих борін використовують спеціальний зуб зі стрілоподібним кінцем.

До шарнірних належать зубові борони з рухомим з'єднанням поперечних брусів, які несуть зуби, і зубові борони, в яких кожна ланка складається із двох секцій, з'єднаних шарнірно. Робочими органами їх є зуби різної форми, при цьому навантаження на зуб становить 10–16 Н.

Пружинні борони поділяють на легкі й важкі. Борони мають довгі зігнуті зуби, виготовлені із пружинної сталі. Навантаження на зуб для важких борін становить 7–19 Н, для легких борін воно забезпечується натискними пружинами.

Пружинні зуби добре розбивають грудки й брили ґрунту. Їх застосовують під час роботи на кам'янистих і задернілих ґрунтах, а також на ділянках з кореневищними бур'янами. Завдяки різким коливанням пружин зуби меншою мірою піддаються забиванню бур'янами. До недоліків пружинних зубів слід віднести зайве розпилення ґрунту під час роботи.

Культиватори призначені для спущування поверхні ґрунту на глибину до 12 см і глибокого спущування на глибину до 25 см і більше, знищення бур'янів, внесення мінеральних добрив, підгортання і нарізування поливних борозен.

До культиваторів пред'являють наступні основні агротехнічні вимоги. При суцільній обробці ґрунту поверхня поля повинна бути рівною, без гребенів і борозен. Розпушування ґрунту повинно відбуватися без винесення вологих шарів на поверхню, без розпилювання частинок або їх ущільнення. Відхилення від заданої глибини обробки ґрунту допускається не більш ± 1 см. Робочі органи культиватора повинні знищувати не менше 98 - 99% бур'янів і не пошкоджувати рослини.

Робочі органи прикріплюють до гряділів, які з'єднують з рамою культиватора.

Розрізняють радіальне й паралелограмне кріплення гряділів до рам. Радіальне кріплення застосовують у культиваторах для суцільного обробітку ґрунту, а паралелограмне – у культиваторах для міжрядного обробітку. При паралелограмному кріпленні незалежно від ступеня заглиблення лап, їх положення й умови роботи зберігаються однаковими.

Глибину ходу лап начіпних культиваторів змінюють шляхом переставлення опорних коліс або котків гвинтовими механізмами, а причіпних культиваторів – шляхом змінення сили тиску пружин натискних штанг.

Грунтообробні котки застосовують для ущільнення та вирівнювання поверхні поля, руйнування ґрунтової кірки, грудок, розпушування ґрунту. Ущільнення може бути поверхнєве та підповерхнєве. Його застосовують при передпосівному обробітку, під час сівби та після її проведення.

Перед сівбою вирівнюють поверхню поля, подрібнюють грудки та ущільнюють ґрунт. Цей захід сприяє підвищенню рівномірності глибини загортання насіння, підвищує рівномірність ходу і робочу швидкість посівних агрегатів, поліпшує умови роботи збиральних машин.

Поверхнєве ущільнення ґрунту при сівбі та після сівби покращує контакт насіння з ґрунтом, сприяє підтягуванню вологи з нижніх горизонтів до насіння. Крім того, після прикотковування зменшуються втрати вологи шляхом випаровування, оскільки інтенсивність випаровування більша, коли ґрунт розпушений.

Ущільнювальні й опорні органи машин мають ідентичний характер дії на ґрунт, однакову геометрію (круговий циліндр із горизонтальною віссю), але котки належать до робочих органів, оскільки вони призначені для виконання технологічної операції – ущільнення ґрунту, а колеса – до числа допоміжних органів, оскільки вони виконують роль опор або одночасно опор і рушія.

За формою робочої поверхні котки в рільництві поділяються на гладкі, гладко-рубчасті, кільчасті, кільчасто – зубчасті, кільчасто – шпорові, борончасті та пруткові.

Питомий тиск на один сантиметр довжини (ширини захвату) котка залежить від маси баласту.

Для зручності експлуатації котки компонуються в секції.

Колеса можуть бути ведучими і веденими, з жорстким ободом і пневматичними шинами. Ведуче колесо одержує обертовий момент від джерела енергії. Колеса, які виконують роль лише опори під час руху, називають веденими. Перекочування такого колеса відбувається завдяки силі тяги, або штовхаючої сили, яка прикладена до осі колеса. Ведене колесо може використовуватися і для привода робочих органів машини.

Колеса з пневматичними шинами порівняно з колесами з жорстким обідом мають менший питомий тиск на ґрунт, менше його ущільнюють, мають менший опір коченню. Вони виконують роль амортизаторів і дозволяють підвищувати швидкість руху.

Комбіновані ґрунтообробні агрегати (машини) призначені для виконання за один прохід кількох технологічних операцій. Агрегати повинні виконувати тільки такі технологічні операції, які суміщаються в часі без порушення агротехнічних показників і строків виконання.

Використання комбінованих агрегатів значно зменшує ущільнення і розпилювання ґрунту ходовими системами агрегатів, скорочує строки виконання робіт, підвищує продуктивність праці та знижує витрати.

Розрізняють три основні типи комбінованих агрегатів:

- із кількох послідовно з'єднаних простих машин, кожна з яких виконує окрему операцію;
- машина з послідовно встановленими простими робочими органами для виконання кількох операцій;
- машина зі спеціальними комбінованими робочими органами для послідовного виконання технологічного процесу.

За послідовністю технологічних операцій, що виконуються при обробітку ґрунту, комбіновані машини поділяють на чотири основні групи:

- машини для суміщення основного та допоміжного (передпосівного) обробітку ґрунту;
- машини для суміщення операцій при передпосівному обробітку ґрунту;
- машини для суміщення основного або передпосівного обробітку ґрунту з одночасним внесенням добрив;
- машини для суміщення передпосівного обробітку ґрунту і сівби.

1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

Як встановлено із проведеного аналізу конструкцій культиваторів, сучасний комбінований ґрунтообробний агрегат повинен забезпечувати якісне розпушування попередньо зораного ґрунту на задану глибину (5-12 см) із знищенням бур'янів і за один прохід виконувати наступні операції:

- розпушення сліду трактора;
- вирівнювання поверхні поля за допомогою пружинної, регульованої по висоті балки;
- інтенсивне розпушування ґрунту стрілочастими лапами, підрізування і вичісування бур'янів;
- подрібнення і зарівнювання ґрунту пружинними зубами;
- руйнування глиб землі катками;
- додаткове подрібнення і кришіння грудок землі, ущільнення поверхневого шару ґрунту прикочувальними котками.

До недоліків практично усіх комбінованих ґрунтообробних агрегатів слід віднести недостатні технологічні можливості ущільнюючих робочих органів, а конкретно – недостатня ефективність подрібнення ґрунту та його ущільнення ротаційними робочими органами при роботі на ґрунтах різних типів через відсутність можливості керування величиною ущільнення в залежності від типу оброблюваного ґрунту.

Тому в кваліфікаційній роботі поставлено завдання удосконалити конструкцію комбінованого ґрунтообробного агрегату шляхом введення нових конструктивних елементів та обґрунтування раціональних параметрів ротаційних секцій для подрібнення та ущільнення ґрунту при їх роботі на різних типах ґрунтів.

Запропоновані інженерні рішення повинні забезпечити підвищення ефективності роботи комбінованого агрегату через удосконалення конструкції комбінованого ґрунтообробного агрегату шляхом доповнення засобами регулювання навантаження для забезпечення необхідного ущільнення у

комплексній взаємодії з іншими робочими органами, встановленими на агрегаті.

Удосконалення конструкції комбінованого ґрунтообробного агрегату шляхом доповнення засобами регулювання навантаження забезпечить його використання в машинно-тракторних агрегатах для передпосівного обробітку ґрунту, для обробітку ґрунту при вирощуванні різних типів сільськогосподарських культур та під час догляду за парами.

Впровадження у виробництво конструкції комбінованого ґрунтообробного агрегату удосконаленої шляхом доповнення засобами регулювання навантаження дозволить підвищити агротехнічні показники обробітку ґрунтів різних типів однотипними агрегатами та сприяти підвищенню урожайності сільськогосподарських культур за рахунок підтримання об'ємної маси після обробітку в межах $1,12 - 1,25 \text{ г/см}^3$.

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Розрахунок культивуєної секції борінчастого типу

Борони є одним з найпростіших ґрунтообробних знарядь поверхневого обробітку ґрунту, за допомогою яких подрібнюють, розпушують і перемішують ґрунт, руйнують кірку і вирівнюють поверхню поля, розбивають брили, знищують бур'яни, а також використовують при догляді за пасовищами і луками та для заробляння насіння та добрив у ґрунт.

Зубові борони розрізняють: за призначенням – на польові, лугові та спеціальні; за жорсткістю – на жорсткі, шарнірні та пружні; за вагою, що припадає на один зуб – важкі, середні та легкі.

2.1.1. Розрахунок робочих органів борінчатої культивуєної секції

Робочі органи зубових борін є зуби, які залежно від будови і призначення бувають жорсткі і пружні. На важких і середніх боролах загального призначення встановлюють жорсткі зуби квадратного перерізу або лапчасті зуби, а на легких – круглого перерізу. Навантаження на зуб важкої борони знаходиться в межах 16-20 Н, середньої – 12-15 Н, легкої – 6-10 Н. Довжина зубів важкої борони – $l=195$ мм, середньої – $l=170$ мм, легкої – $l=100$ мм. Довжина загостреної частини приблизно рівна 0,25 загальної довжини зуба.

Сітчасті борони обладнанні зубами, які виготовленні із пружного дроту діаметром $d=8-10$ мм і довжину $l=180-210$ мм. Вони бувають із загостреними кінцями, ножеподібними і тупими кінцями.

На культивуєній секції борінчатого типу культиватора КП-8,5 встановлено пружинні зуби з робочою шириною 20 мм і глибиною обробітку ґрунту 140 мм. Конструкція пружного ножа культивуєної секції борінчатого типу показана на рис. 2.1.

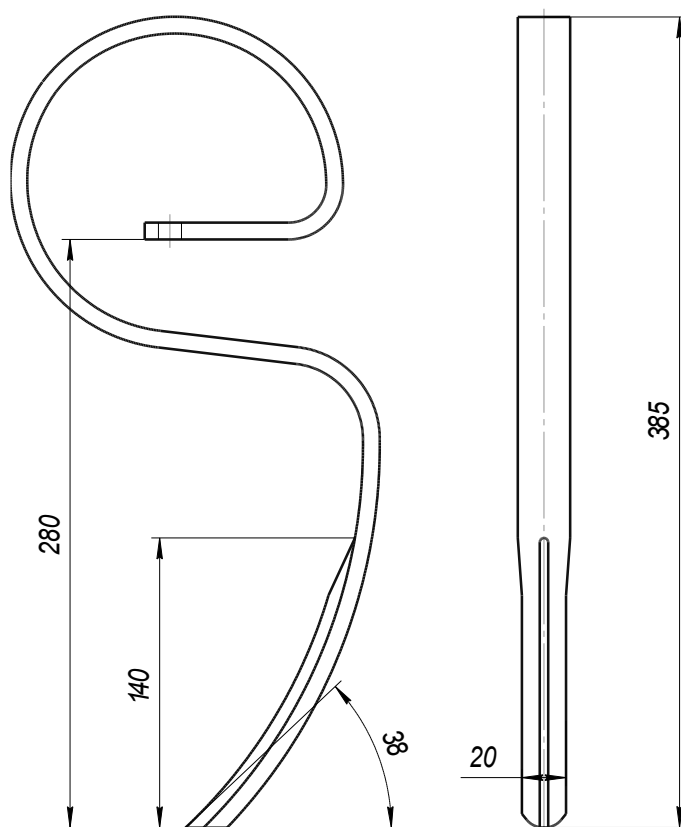


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд пружного зуба борінчатої культивуючої секції

Пружинні зуби розставляють так, щоб вони не перекривали один одного, оскільки ширина розпушеного шару більша конструктивної ширини захвату зуба (рис. 2.2). Збільшення зони розпушення ґрунту у порівнянні із шириною зуба пояснюється сколюванням ґрунту, яке залежить від кутів тертя ґрунту φ та θ у горизонтальній та вертикальній площині відповідно.

Для запобігання забивання простору між пружинними зубами рекомендується вибирати ширину їх встановлення A та відстань $L_{з.п.}$ між передніми і задніми рядами, виходячи з умов [14, с. 239]:

$$A \geq b + \frac{2a \cdot \operatorname{tg}(\theta/2)}{\cos(\alpha + \varphi)}, \quad (2.1)$$

$$L_{з.п.} > a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + l_{л}, \quad (2.2)$$

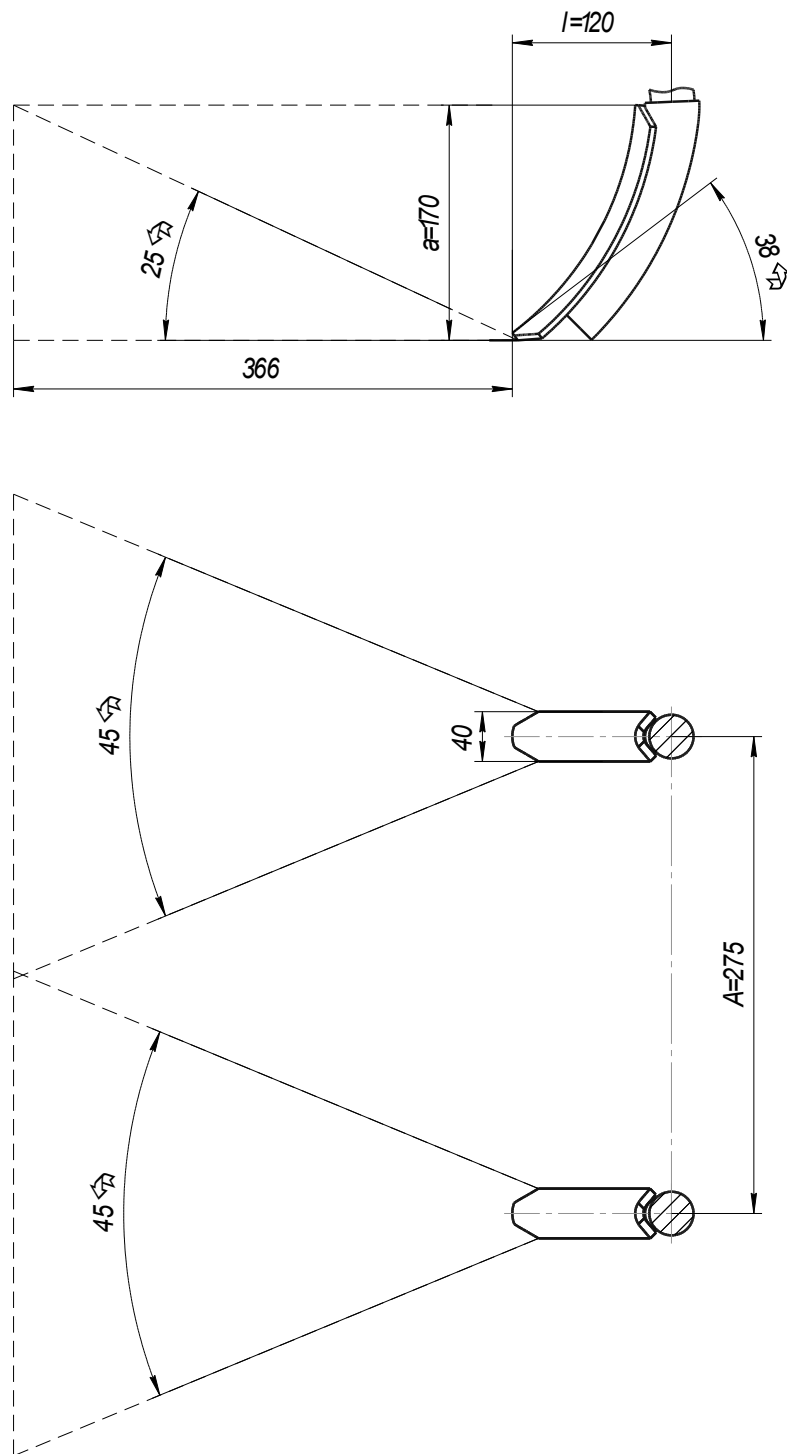


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема встановлення пружинних зубів

де b - ширина захвату ножа, $b=20$ мм [14];

a - найбільша глибина обробки, $a=140$ мм [14];;

φ , θ - кути тертя ґрунту, відповідно $\varphi=25^\circ$, $\theta=45^\circ$ [14];

$l_{\text{Л}}$ - довжина ножа, $l_{\text{Л}}=100$ мм [14];;

α - кут входження ножа в ґрунт, $\alpha=38^\circ$ [14].

Враховуючи, що зона деформації ґрунту зубом по глибині у поперечно-вертикальній площині неоднакова, і з боків вона обмежена площинами, які проходять під кутом $\theta/2$ до поздовжньо-вертикальних площин, визначаємо ширину встановлення ножів b за формулою (2.1)

$$b = 20 + \frac{2 \cdot 140 \cdot \operatorname{tg}(45^\circ/2)}{\cos(38^\circ + 25^\circ)} = 275 \text{ мм} = 0,275 \text{ м}.$$

Отже, зуби культивуючої секції встановлюємо на відстані 275 мм.

Зусилля P_3 , яке діятиме на один зуб культивуючої секції, визначаємо з наступних міркувань. Оскільки відомо, що щільність ґрунту після оранки становить близько $\rho \approx 1,0 \text{ г/см}^3 = 1000 \text{ кг/м}^3 \approx 10000 \text{ Н/м}^3$, то зусилля, яке діє на зуб культивуючої секції розраховуємо за формулою

$$P_3 = \rho \cdot V \cdot k, \quad (2.3)$$

де V - об'єм ґрунту в зоні деформації, м^3 ;

k – коефіцієнт динамічності. Для ґрунтообробних машин $k \approx 2,5$.

Об'єм деформованого ґрунту визначаємо як добуток площі деформованого ґрунту на глибину обробітку a (рис. 2.2):

$$V = L \cdot L \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot a = \left(\frac{a}{\operatorname{tg}\varphi} \cdot \left(\frac{a}{\operatorname{tg}\varphi} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) \right) \cdot a, \quad (2.4)$$

$$V = \left(\frac{0.14}{\operatorname{tg}25} \cdot \left(\frac{0.14}{\operatorname{tg}25} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{45}{2}\right) \right) \right) \cdot 0.17 = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

$$P_3 = 10000 \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \approx 130 \text{ Н}.$$

Отже, середнє навантаження на ніж борінчастої секції становить 130 Н.

2.1.2. Побудова зубового поля борінчатої культивуєчої секції

Для забезпечення рівномірного обробітку ґрунту боронами необхідно при їх проектуванні враховувати наступні умови.

1. Кожний зуб повинен робити самостійну борозну. Це обумовлюється тим, що під час поступального руху борони зуб переміщує частки ґрунту в напрямку, перпендикулярному його руху. Ширина смуги часток ґрунту, що переміщуються, тим більша, чим глибше занурюється зуб у ґрунт. Відстань між зубами, які роблять сусідні борозни, повинна бути погоджена з глибиною ходу. Між сусідніми борознами не повинно залишатися необроблених смужок та не повинно бути перекриття.

2. Борозни на всю шириною захвату повинні знаходитися на рівній одна від одної відстані.

3. Щоб уникнути появи сил, які порушують спокійний хід борони в роботі, кожний зуб повинен діяти в однакових умовах, що досягається правильною побудовою зубового поля.

4. Відстань між зубами, які виконують сусідні борозни, повинна забезпечувати виконання умови незабивання проміжків між ними.

5. Сила тяги для забезпечення стійкості борони повинна проходити через слід центра тяжіння і бути спрямованою під кутом 18° – 20° до горизонту.

Віддаль між сусідніми зубами повинна бути такою, щоб проміжки між ними не забивалися брилами ґрунту та рослинними рештками. В сучасних борін ця віддаль знаходилася в межах 150 – 350 мм.

Вимогам, що стоять перед зубовими боронами, найбільш відповідає розміщення зубів на декількох похилих планках (рис. 2.3). Із цього рисунка видно, що похилі лінії *I*, *II*, *III*, ..., *n* – *n* нагадують собою напрямки гвинтових ліній на розгортці багатоходового гвинта. Якщо ці лінії перетнути горизонтальними, проведеними на однаковій віддалі одна від одної, то точки їх перетину будуть точками розміщення зубів. Така схема знаходить застосування при проектуванні сучасних борін.

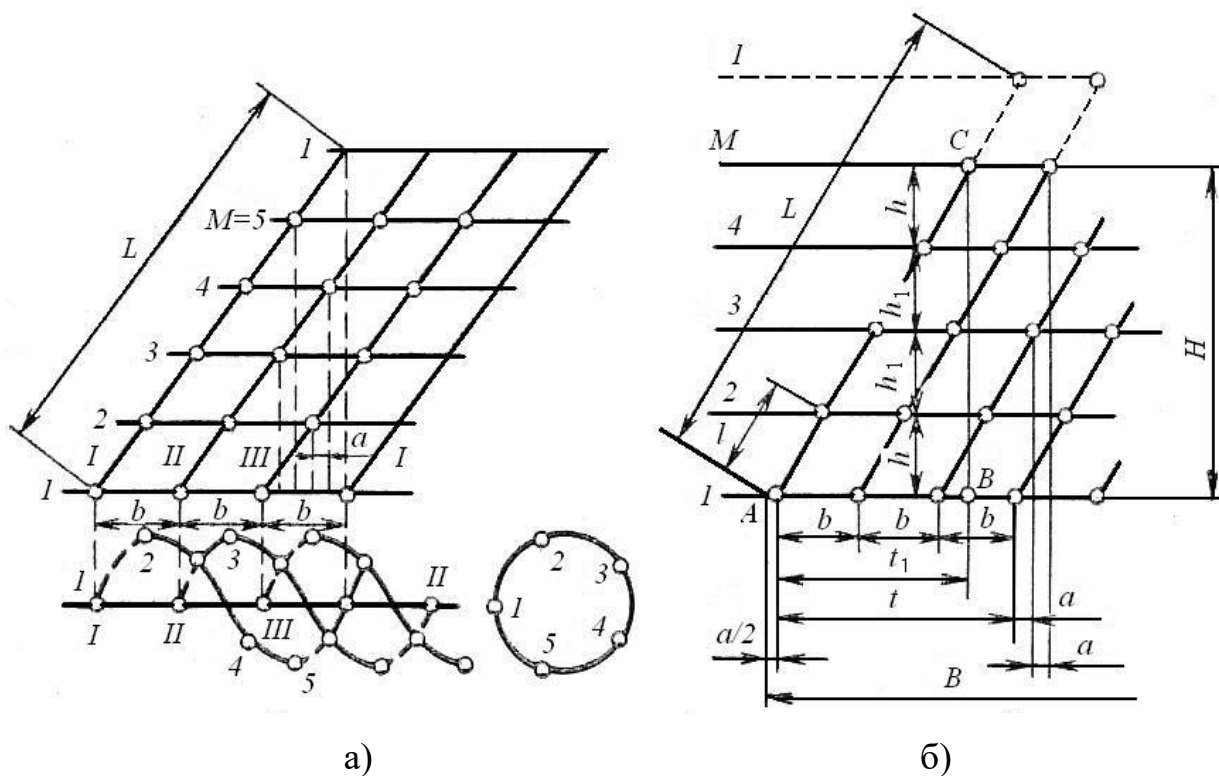


Рисунок 2.3 – Схема розміщення зубів на рамі борони

Зуби на рамі борони розташовують на прямих, нахилених до лінії тяги (рис. 2.3, а). Кожну з них можна розглядати як розгортку гвинтової лінії (рис. 2.3, б).

Введемо наступні позначення основних параметрів, що характеризують зубове поле борони: L - довжина гвинтової лінії для одного кроку; t - крок гвинтової лінії; K - число заходів гвинта; M - кількість поперечних рядів зубів (планок); b - віддаль між зубами в поперечному ряду, a - віддаль між слідами зубів; l - віддаль між суміжними зубами по розгортці гвинтової лінії; z - кількість зубів на бороні, H - довжина борони, B - ширина захвату борони.

Для забезпечення вимоги, щоб кожен зуб робив свою власну борозенку і два зуба не проходили по одному і тому ж сліду, необхідно щоб число заходів гвинта K не було кратним і рівним кількості поперечних рядів зубів M і різниця між ними не дорівнювала одиниці. В існуючих конструкціях борін, як правило, $M = 5$ і $K = 3$.

Віддаль між зубами в поперечному ряду b :

$$b = \frac{t}{K}. \quad (2.5)$$

Звідки крок гвинтової лінії

$$t = b \cdot K = 275 \cdot 3 = 825 \text{ мм.}$$

В той же час

$$b = Ma. \quad (2.6)$$

Звідки віддаль між слідами зубів

$$a = \frac{b}{M} = \frac{275}{5} = 55 \text{ мм.}$$

Для побудови зубового поля користуються вкороченим кроком гвинтової лінії t_1 , бо якщо розмістити зуби на перетині розгорнутої гвинтової лінії з поперечними планками (рис. 2.3), то верхній ряд зубів буде проходити по сліду нижнього ряду. Для усунення цього, верхній ряд зубів відкидають і вкорочений крок визначають із залежності:

$$t_1 = (M - 1)K \cdot a. \quad (2.7)$$

$$t_1 = (5 - 1)3 \cdot 55 = 330 \text{ мм.}$$

Кількість зубів на культивуючій секції:

$$z = M \cdot N, \quad (2.8)$$

де N – кількість поздовжніх планок на секції. Приймаємо $N = 5$.

$$z = 5 \cdot 5 = 25.$$

Визначаємо конструктивну ширину захвату:

$$B_0 = (z - 1)a, \quad (2.9)$$

$$B_0 = (25 - 1)55 = 1320 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину борони B

$$B = B_0 + a, \quad (2.10)$$

$$B = 1320 + 55 = 1375 \text{ мм.}$$

Довжину борони визначаємо за формулою

$$H = h(M - 1), \quad (2.11)$$

де h - відстань між поперечними планками, $h = 265 \text{ мм.}$

$$H = 265(5 - 1) = 1060 \text{ мм.}$$

Побудову зубового поля ведемо в такому порядку. Проводимо паралельні горизонтальні лінії, відповідно визначеній кількості рядів зубів M , на віддалі $h = 265 \text{ мм}$ одна від одної (рис. 2.3) у вибраному масштабі. Після на нижній лінії вибираємо точку A і відкладаємо вправо від неї відрізок AB , який дорівнює укороченому кроку t_1 . Із точки B проводимо перпендикуляр до перетину з верхньою лінією в точці C . З'єднавши точки A і C , отримаємо похилу пряму, яка буде визначати напрямок розгортки гвинтової лінії.

На нижній лінії від точки відкладаємо ряд заданих відрізків a і через їх кінці проводимо похилі прямі паралельні до лінії AC . Перетин цих похилих прямих із поперечними лініями утворює зубове поле проектованої борони.

Побудувавши зубове поле і прийнявши кількість зубів на ланці борони, визначаємо обрис борони і місце зубів, які будуть задовольняти вимоги, що ставляться до борони, при цьому, звичайно, відкидають короткі відрізки на лівому краю гвинтової лінії і довгі на правому. Після цього визначаємо порядки роботи зубів (41352).

Рама борони може мати повздовжні планки у вигляді “зигзагів” або прямих ліній. Поперечні планки у всіх борін прямолінійні. Загальний вигляд спроектованої культиваторної секції борінчатого типу показано на рис. 2.4.

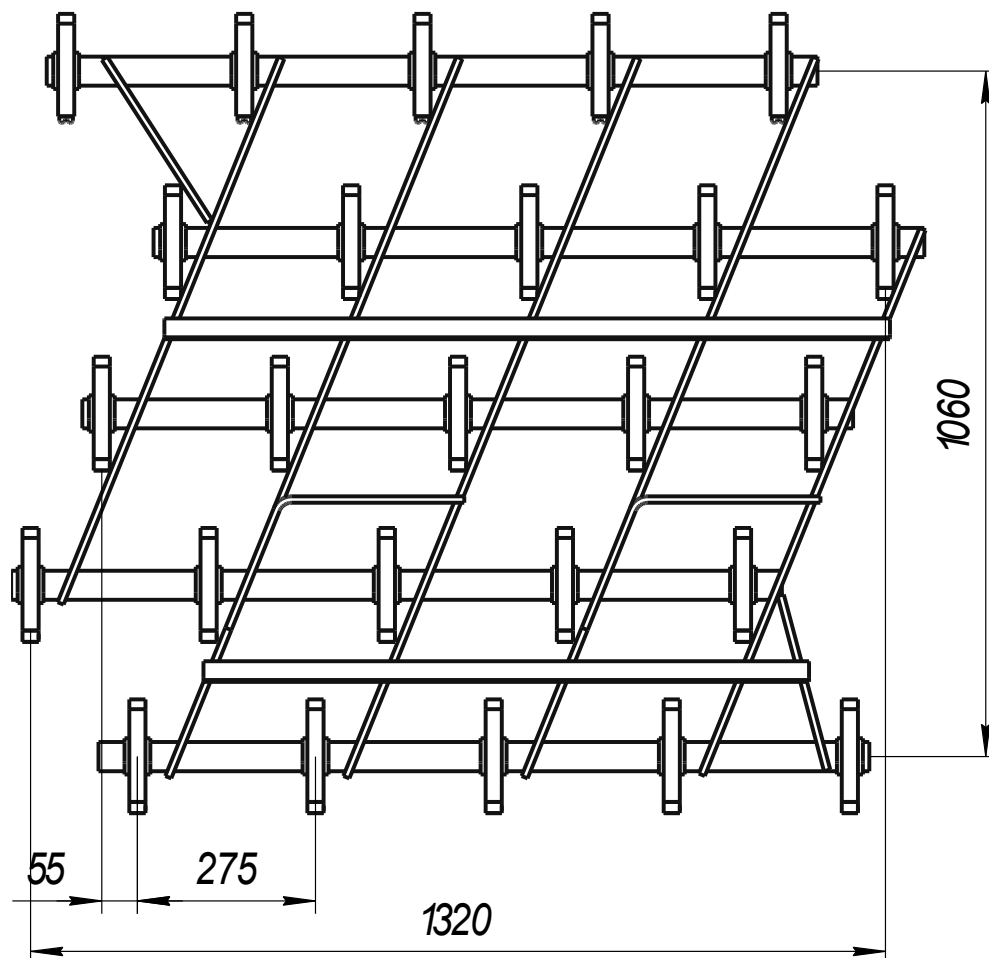


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд культивуєної секції борінчатого типу

2.1.3. Силовий розрахунок культивуючої секції

При роботі борони в нормальних умовах, сили, що діють в горизонтальній площині, зрівноважуються завдяки симетричності зубів.

Розглянемо рівновагу борони в поздовжньо-вертикальній площині. В цій площині на борону діють наступні сили (рис. 2.5): вага G , яка прикладена в центрі ваги; сила тяги P , що направлена під кутом α до горизонту; рівнодійна вертикальних реакцій ґрунту на зуби $\sum N_z$; горизонтальна рівнодійна сил опору ґрунту $\sum R_z$ (горизонтальний тиск і сили тертя).

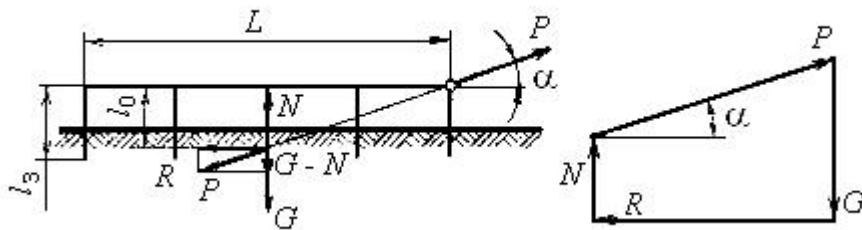


Рисунок 2.5 – Сили, що діють на культивуючу секцію

Стійке положення борони буде тоді, коли сила тяги буде проходити через слід центра ваги (с.ц.в.). Такий стан залежить при заданих параметрах борони від висоти h точки приєднання борони до бруса на зчіпці і довжини l_n поводка, тобто від кута нахилу α поводка до горизонту. Для більшості конструкцій сучасних борін кут $\alpha = 14 - 17^\circ$, а довжина поводка $l_n \approx 925$ мм.

Умови рівноваги зубової борони в аналітичній формі можна представити рівнянням, спроектувавши сили, що діють на борону, на вертикальні і горизонтальні вісі координат, прирівняти їх нулю і рівнянням суми моментів діючих сил відносно точки приєднання борони до бруса на зчіпці.

Проекція сил

$$\sum x = P \cos \alpha - \sum R_z = 0;$$

$$\sum z = G - P \sin \alpha - \sum N_z = 0.$$

Сума моментів

$$\sum M_y(P) = G(l_o + l_n \cos \alpha) - \sum R_z \left[\left(l_z - \frac{a}{2} \right) + l_n \sin \alpha \right] - \sum N_b(l_o + l_n \cos \alpha) = 0.$$

Тяговий опір борони залежить від її ваги, опору ґрунту і кількості зубів. Для практичних потреб тяговий опір борони можна визначити із залежності:

$$P_B = n \cdot k, \quad (2.12)$$

де n - кількість зубів, $n = z = 25$.

k - тяговий опір одного зуба, Н. $k = P_z = 130$ Н.

$$P_B = 25 \cdot 130 = 3250 \text{ Н.}$$

2.2. Розрахунок поводка культивуючої секції

У базовому варіанті кріплення борінної секції до рами культиватора застосовано сталеві ланцюги. Для забезпечення зміщення борони вздовж осі культиватора застосуємо як поводок пружинно-гвинтовий механізм, який дозволить налаштовувати жорсткість кріплення секції при її використанні на ґрунтах різних типів (з різним питомим опором).

Розрізняю наступні типи пружин:

- по конструкції – циліндричні пружини; конічні пружини; тарілчасті пружини; спіральні пружини; пластинчасті пружини, ресори, торсіони.
- по типах передачі пружної деформації: пружини розтягування, пружини стиску; пружини кручення; пружини згину.

Пружини розтягування – як правило, мають щільно розташовані (без кроку) витки і збільшують свою довжину під впливом навантаження (розтягуються) прикладеного до спеціально сформованих зачепів різної форми. Навантаження прикладається уздовж осі пружини (рис. 2.6).

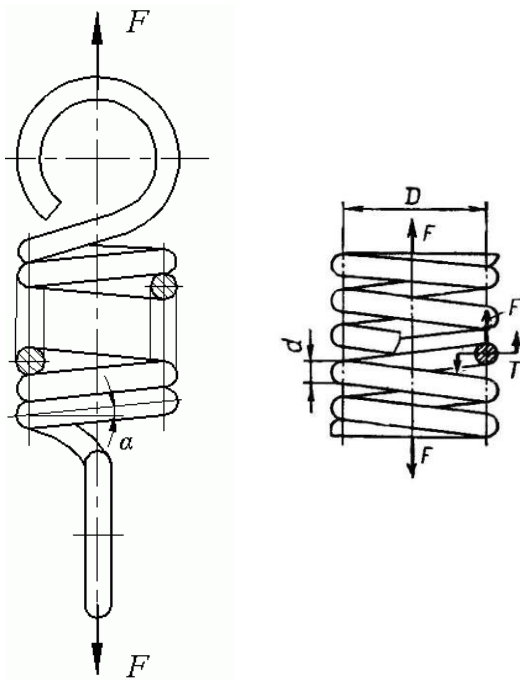


Рисунок 2.6 – Навантаження витків пружини розтягу

Діаметр дроту пружини визначають за формулою [12]

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K \cdot F \cdot C_{II}}{[\tau]}}, \quad (2.13)$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження, для пружинної сталі $[\tau]=900\text{МПа}$ [12];

C_{II} – індекс пружини, зазвичай $C_{II}=5-12$. Приймаємо $C_{II}=5$;

F – сила натягу пружини, Н;

K – поправочний коефіцієнт, значення якого вибирається залежно від жорсткості пружини, визначається за формулою [12]

$$K = \frac{4C_{II} + 1}{4C_{II} - 4}, \quad (2.14)$$

підставивши дані, отримаємо

$$K = \frac{4 \cdot 5 + 1}{4 \cdot 5 - 4} = 1,3.$$

Силу натягу пружини беремо із пункта 2.2.3 $F = P_b = 3250 \text{ Н}$, нехтуючи кутом нахилу пружини. Тоді за формулою (2.13)

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3250 \cdot 5}{900}} = 7,79 \text{ мм},$$

приймаємо діаметр дроту пружини $d=8 \text{ мм}$.

Діаметр витків пружини визначаємо із співвідношення [12]

$$\frac{D_{\pi}}{d} = C_{\pi}, \quad (2.15)$$

звідки

$$D_{\pi} = d \cdot C_{\pi}. \quad (2.16)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$D_{\pi} = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр пружини визначаємо за формулою [6]

$$D_3 = D + d, \quad (2.17)$$

$$D_3 = 40 + 8 = 48 \text{ мм}.$$

Необхідну жорсткість пружини визначимо за формулою [6]

$$C = \frac{F - F_2}{h}, \quad (2.18)$$

де F_2 - сила пружини при попередній деформації, $F_2=0 \text{ Н}$;

h - робочий хід пружини, мм. Приймаємо $h=50 \text{ мм}$.

Тоді

$$C = \frac{3250 - 0}{50} = 65 \text{ Н/мм}.$$

Визначимо жорсткість одного витка пружини за формулою [6]

$$C_1 = \frac{10^4 \cdot d}{C^3}, \quad (2.19)$$

$$C_1 = \frac{10^4 \cdot 8}{5^3} \approx 640.$$

Визначаємо число робочих витків пружини за формулою [6]

$$n = C_1 / C, \quad (2.20)$$

$$n = 640 / 65 \approx 10.$$

Повне число витків визначимо за формулою

$$n_{\Pi} = n + n_2, \quad (2.21)$$

де n_2 - число опорних витків, $n_2 = 1, 5 \dots 2$ [6];

$$n_{\Pi} = 10 + 2 = 12.$$

Для перевірки надійності пружини необхідно визначити внутрішні напруження та максимальну деформацію пружини.

В поперечному перерізі витка виникають два внутрішніх силових фактори: поперечна сила й крутний момент. Тому у поперечному перерізі витка виникають тільки дотичні напруження. Для їхнього визначення вводять два допущення:

1. Дотичні напруження від крутного моменту, визначаються так само, як при скручуванні прямого бруса круглого поперечного перетину. Епюра цих напруг для точок горизонтального діаметра дана на рис.2.7, а.

2. Дотичні напруження, пов'язані з наявністю поперечної сили, розподілені по перерізі рівномірно. Епюра цих напружень дано на рис.2.7,б.

Підсумовуючи дотичні напруження, що виникають у точках горизонтального діаметра перерізу витка, одержуємо результуючу епюру (рис.2.7, в).

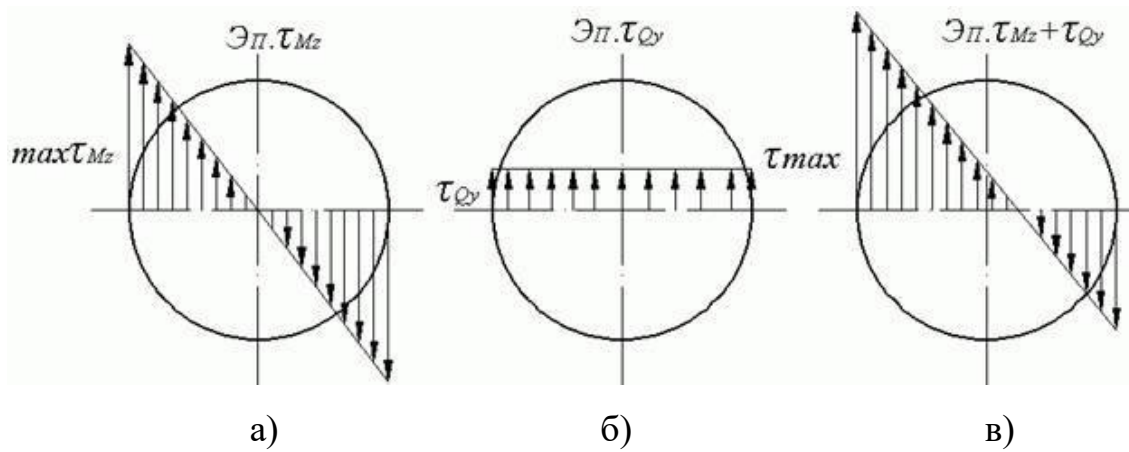


Рисунок 2.7 – Епюри дотичних напружень

Небезпечною є точка, найближча до осі пружини.

$$\tau = \frac{8 \cdot F \cdot D_{II}}{\pi \cdot d^3} \cdot K, \quad (2.22)$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 3250 \cdot 40}{\pi \cdot 8^3} \cdot 1.3 \approx 840 \text{ МПа} \leq [\tau] = 900 \text{ МПа}.$$

Максимально допустиму деформацію пружини визначимо за формулою

$$\lambda = \frac{8 \cdot F \cdot D_{II}^3 \cdot n}{G_{II} \cdot d^4}, \quad (2.23)$$

де n - кількість витків пружини, $n=19$;

G_{II} - модуль пружності при крученні, для сталі $G_{II} = 8 \cdot 10^4$ МПа.

$$\lambda = \frac{8 \cdot 3250 \cdot 40^3 \cdot 12}{8 \cdot 10^4 \cdot 8^4} = 61 \text{ мм}.$$

Найбільший прогин одного витка пружини за формулою

$$\lambda_1 = \lambda/n, \quad (2.24)$$

отже,

$$\lambda_1 = 61/12 \approx 5 \text{ мм.}$$

Хід пружини визначимо за формулою [6]

$$\begin{aligned} t &= \lambda_1 + d, \\ t &= 5 + 8 = 13 \text{ мм.} \end{aligned} \tag{2.25}$$

Довжину дроту для виготовлення пружини визначаємо за формулою

$$\begin{aligned} L_p &\approx 3,2 \cdot D \cdot n_{\Pi}, \\ L_p &\approx 3,2 \cdot 40 \cdot 12 = 1536 \text{ мм.} \end{aligned} \tag{2.26}$$

2.3. Розрахунок прикочувальних котків

Останнім в широкозахватному культиваторі розташовано ротаційний пристрій, який складається із спарених пруткових прикочувальних котків.

Передній коток більшого діаметру розбиває грудки, вирівнює поверхню поля і рівномірно ущільнює ґрунт за глибиною. Другий коток меншого діаметру ущільнює поверхневий шар ґрунту.

Пруткові котки призначені для вирівнювання поверхні поля, подрібнення грудок та ущільнення ґрунту. їх найчастіше розміщують за робочими органами культиваторів і комбінованих ґрунтообробних агрегатів. Прутки на котках встановлюють круглі чи з прямокутним перерізом. Прямокутні пластини бувають з вирізами та зубчасті. Найбільш інтенсивно подрібнюють ґрунт котки з круглими прутками і прутками прямокутного перерізу без вирізів.

2.3.1. Обґрунтування основних параметрів котків

Основними параметрами котків є його діаметр і довжина.

Діаметр повинен бути таким, щоб коток міг легко перекинутися через велику грудку, а не штовхати її вперед. Для нормальної роботи котка необхідне защемлення ґрунтових грудок. Защемлення грудки між котком і поверхнею ґрунту відбувається за умови (рис. 2.8), що $\sum P_x \leq 0$, тобто

$$N_{2z} - F_1 - F_2 \cos \gamma \leq 0, \quad (2.27)$$

де N_{2z} – горизонтальна проекція сили тиску N котка на грудку, Н;

F_1 – сила тертя між грудкою і поверхнею поля, Н;

F_2 – сила тертя між ободом і грудкою, Н;

γ – кут защемлення (кут між поверхнею поля і перпендикуляром до лінії дії сили тиску N).

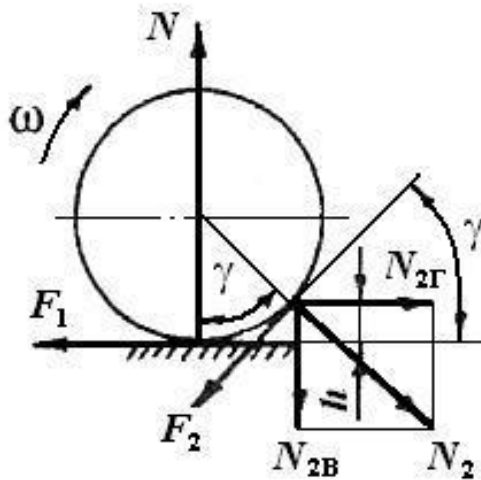


Рисунок 2.8 – Схема до визначення кута защемлення γ

Ці сили визначаються залежностями

$$N_{2z} = N_2 \sin \gamma; \quad F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1; \quad F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2, \quad (2.28)$$

де N_1 – сила, протилежна силі тяжіння котка, Н;

φ_1 та φ_2 – кути тертя між грудкою і поверхнею поля та грудкою і ободом.

Підставивши значення сил у вираз (2.36), отримуємо нерівність

$$N_2 \sin \gamma \leq N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 + N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma. \quad (2.29)$$

З умови, що $\sum P_y = 0$ маємо $N_1 - F_2 \sin \gamma - N_{2B} = 0$.

Після перетворень цього виразу отримаємо

$$N_1 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \sin \gamma + N_2 \cos \gamma$$

Підставивши значення N_1 в формулу (2.36), отримаємо

$$N_2 \sin \gamma \leq N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \sin \gamma \operatorname{tg} \varphi_1 + N_2 \cos \gamma \operatorname{tg} \varphi_1 + N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma.$$

Поділивши цей вираз на $N_2 \cos \gamma$, одержимо

$$\operatorname{tg} \gamma \leq \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2$$

або
$$\operatorname{tg} \gamma (1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2) \leq \operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2.$$

Тому

$$\operatorname{tg} \gamma \leq (\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2) / (1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2).$$

Використовуючи тригонометричні функції, запишемо цей вираз як

$$\operatorname{tg} \varphi \leq \operatorname{tg} (\varphi_1 + \varphi_2)$$

або

$$\gamma \leq \varphi_1 + \varphi_2. \quad (2.30)$$

За умови (2.39) ґрунтові грудки не будуть переміщуватися в напрямку руху котка, а будуть защемлюватися між ним і поверхнею ґрунту.

З рис. 2.9 можна записати наступне

$$AB = r_2 + r_2 \cos \gamma = r - r \cos \gamma, \quad (2.31)$$

де AB – висота розташування точки контакту котка і грудки над полем, м;

r_2 і r – радіуси грудки і котка відповідно, м;

γ – кут защемлення.

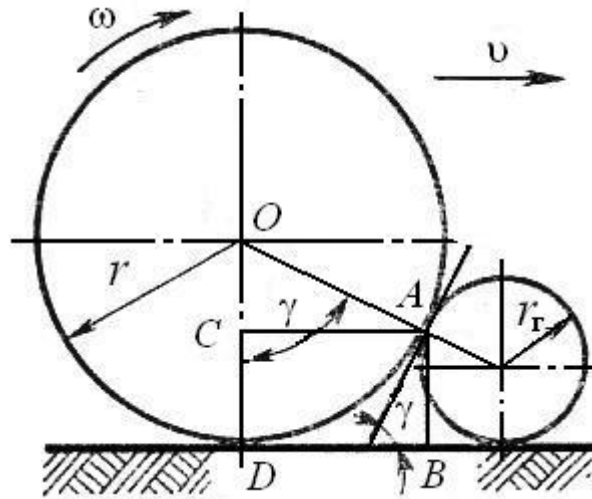


Рисунок 2.9 – Схема до визначення радіуса котка

Оскільки $1 + \cos \gamma = 2 \cos^2 \gamma/2$, а $1 - \cos \gamma = 2 \sin^2 \gamma/2$ то з (2.32):

$$r_c \cdot 2 \cos^2 \gamma/2 = r \cdot 2 \sin^2 \gamma/2. \quad (2.32)$$

За умови $\gamma = \varphi_1 + \varphi_2$ і розв'язання рівняння (2.33) відносно r одержимо мінімальний радіус котка, який забезпечує защемлення грудки радіусом r_c :

$$r_{\min} = r_c \operatorname{ctg}^2(\varphi_1 + \varphi_2/2), \quad (2.33)$$

При кутах тертя $\varphi_1=60^\circ$ та $\varphi_2=70^\circ$ та середньому радіусі грудок ґрунту $r_c=50$ мм мінімальний радіус котка більшого діаметру буде

$$r_{\min} = 50 \operatorname{ctg}^2(60 + 70/2) = 123 \text{ мм.}$$

Приймаємо радіус котка більшого діаметру $R=150$ мм.

Радіус котка меншого діаметру приймаємо $R=120$ мм.

Довжину котка звичайно обирають, виходячи із умов рельєфу. При середніх рельєфних умовах приймаємо довжину котка $b = 1200$ мм.

2.3.2. Розрахунок опору перекочування котка

У разі руху котка (веденого колеса) з утворенням колії до його осі обертання O прикладена вертикальна сила P , яка складається із ваги котка і горизонтальної сили тяги або штовхаючої сили T (рис. 2.10).

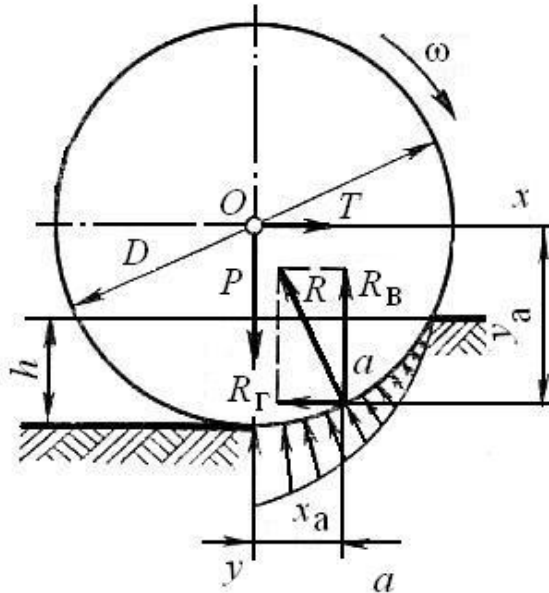


Рисунок 2.10 – Схема взаємодії котка з ґрунтом

Ці сили утворюють рівнодіючу, яка перетинає дно колії в точці a . Ця сила спричиняє реакцію колії B , прикладену до котка в цій самій точці і спрямовану в протилежному напрямку. Реакція колії B складається із елементарних сил, значення яких у разі досить невеликої глибини колії пропорційне мінімальній деформації ґрунту.

Розклавши силу B на горизонтальну $B_Г$ і вертикальну $B_В$ складові, визначимо умову рівноваги (рівномірного руху) котка, яка описується рівняннями:

$$\begin{aligned}\sum P_X &= T - P_x = 0 ; \\ \sum P_Y &= P - R_v = 0 ; \\ \sum m_Z(P) &= T_{ya} - P_{xa} = 0.\end{aligned}\tag{2.34}$$

З перших двох рівнянь випливає, що $T = P_2$, $P = Bv$. На коток діють дві пари сил T і P_2 , P і Bv . Пара сил T і P_2 з плечем y_a утворюють рушійний момент, а пара сил P і Bv з плечем x_a – момент опору. Із третього рівняння маємо:

$$T = Px_a / y_a. \quad (2.35)$$

З виразу (2.50) і рис. 2.10 бачимо, що чим менша глибина колії h , тим менше плече x_a і момент опору $P \cdot x_a$, плече y_a збільшиться. Це приводить до зменшення сили тяги T .

Із збільшенням діаметра котка сила T зменшується, оскільки плече y_a зростає майже пропорційно зміненню діаметра. Плече x_a збільшиться значно меншою мірою, оскільки при цьому опорна площа зростає, а глибина колії h зменшується.

Обравши за початок координат т. 0, у точці перетину вертикального діаметра з поверхнею поля, виділимо на дузі кола обода котка, який стикається з ґрунтом, елементарний відрізок dl (рис. 2.11). Коток рухається по полю з утворенням колії.

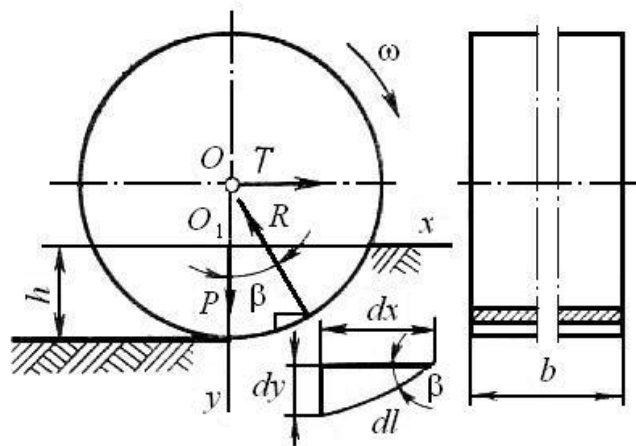


Рисунок 2.11 – Схема до визначення тягового опору котка

За умови довжини котка b на його поверхні буде виділена площа $ads = bdl$ (на рис. 2.19 заштрихована). Цю площу з достатньою точністю можна вважати прямокутником. Елементарна сила реакції на цю площу

$$dR = \sigma \cdot b \cdot dl, \quad (2.36)$$

де σ – напруження зминання ґрунту, МПа.

За умови незначної глибини колії

$$\sigma = q \cdot y, \quad (2.37)$$

де q – коефіцієнт об’ємного зминання ґрунту, МПа/мм;

y – лінійна деформація ґрунту, мм.

Частину сегмента з елементарними сторонами dl , dy і dx з точністю до малих вищого порядку можна вважати трикутником, в якому кут між dl і dx дорівнює центральному куту β . Тоді $dl = dy / \sin \beta$. Після підстановки значень σ (2.52) і dl в вираз (2.51) маємо

$$dR = b \cdot q \cdot y \cdot dy / \sin \beta.$$

Після інтегрування маємо

$$R = b \cdot q / \sin \beta \int_0^h y \cdot dy = b \cdot q \cdot h^2 / 2 \sin \beta. \quad (2.38)$$

За умови рівноваги $T = R \sin \beta$ (див. рис. 2.11), тому

$$T = b \cdot q \cdot h^2 / 2. \quad (2.39)$$

Для визначення залежності сили R (2.53) і T (2.54) від діаметра котка D і сили P підставимо у вираз dR (2.51) замість dl його значення, яке виражається через dx , тобто $dl = dx / \cos \beta$.

Змінивши межі інтегрування, запишемо

$$R = \frac{b \cdot q}{\cos \beta} \int_0^x y dx. \quad (2.40)$$

Підставивши у праву частину рівняння (2.55) значення $x = \sqrt{d \cdot h}$ та $y \cong h - x^2 / d$, отримаємо

$$R = \frac{b \cdot q}{\cos \beta} \int_0^{\sqrt{dh}} \left(h - \frac{x^2}{2} \right) dx = \frac{2b \cdot q \cdot h \sqrt{d \cdot h}}{3 \cos \beta}. \quad (2.41)$$

З рис. 2.11 можна записати співвідношення між силами R та P:

$$P = R \cos \beta,$$

отже

$$P = 2/3(b \cdot q \cdot h \sqrt{d \cdot h}),$$

звідки глибина колії

$$h = 1.31 \sqrt[3]{P^2 / (b^2 \cdot q^2 \cdot d)}. \quad (2.42)$$

Підставивши значення h у формулу (2.54) одержимо вираз для визначення опору переміщення ротаційної секції:

$$T = 0.86 \sqrt[3]{P^4 / (b \cdot q \cdot d^2)}. \quad (2.43)$$

Опір перекочування одного котка визначаємо за формулою (2.50), взявши до уваги, що маса культиватора ($M_{\text{культ}}=3100$ кг) частково припадає на причіпну систему трактора ($1/3 M_{\text{культ}}$), а частково ($2/3 M_{\text{культ}}$) – на шість ротаційних секцій, кожна з яких складається з двох спарених котків.

Тому вага культиватора, яка припадає на один коток, буде

$$P = \frac{2}{3} \frac{M_{\text{культ}} \cdot g}{6 \cdot 2} \approx \frac{2}{3} \frac{30000}{6 \cdot 2} \approx 1667 \text{ Н.}$$

$$T = 0.86 \sqrt[3]{1667^4 / (1195 \cdot 15000 \cdot 0.3^2)} = 1450 \text{ Н.}$$

Глибина ущільнення ґрунту котком

$$h = 1.31 \sqrt[3]{1667^2 / (1.2^2 \cdot 15000^2 \cdot 0.3)} = 0.4 \text{ м.}$$

2.4. Уточнення тягового опору культиватора

Тяговий опір культиватора визначатиметься як сума тягових опорів всіх його робочих органів: розпушувачів колії рушіїв трактора, зубів культивуючих секцій та котків ротаційних пристроїв.

Тяговий опір розпушувачів колії рушіїв трактора знаходиться в межах $P_p = 300 - 400$ Н. Тяговий опір борінних секцій $P_b = 3250$ Н та ротаційних пристроїв $P_k = 1450$ Н розраховано у пунктах 2.1.3 та 2.3.2 відповідно.

Враховуючи, що на культиваторі встановлено чотири розпушувальні лапи, шість борінних секцій та шість ротаційних пристроїв, та зважаючи на формули (2.3), (2.12) та (2.43) записуємо вираз тягового опору культиватора :

$$P = 4P_p + 6 \cdot n \cdot \rho \cdot V \cdot k + 6 \cdot 2 \cdot 0.86 \sqrt{P^4 / (b \cdot q \cdot d^2)}. \quad (2.44)$$

При щільності ґрунту $\rho \approx 1,0 \text{ г/см}^3 = 1000 \text{ кг/м}^3 \approx 10000 \text{ Н/м}^3$, загальний тяговий опір культиватора становитиме

$$P = 4 \cdot 350 + 6 \cdot 25 \cdot 130 + 6 \cdot 2 \cdot 1450 = 38.3 \text{ кН}.$$

Приріст тягового опору культиватора з вирівнювачем – довантажувачем ротаційних секцій зумовлюється збільшенням тягового опору котків при збільшенні навантаження на пружинних зубах борінних секцій при збільшенні щільності ґрунту.

Розрахуємо тяговий опір культиватора при збільшенні щільності ґрунту на 25 % (до $1250 \text{ кг/м}^3 = 12500 \text{ Н/м}^3$).

Для культиватора без довантажувача ротаційних секцій тяговий опір визначаємо за формулою (2.44):

$$P = 4 \cdot 350 + 6 \cdot 25 \cdot 12500 \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 + 6 \cdot 2 \cdot 0,86 \sqrt[3]{\frac{1667^4}{1195 \cdot 15000 \cdot 0,3^2}} =$$

$$= 4 \cdot 350 + 6 \cdot 4063 + 6 \cdot 2 \cdot 0,86 \sqrt[3]{\frac{1667^4}{1195 \cdot 15000 \cdot 0,3^2}} = 43,15 \text{ кН}.$$

При розрахунку тягового опору культиватора з довантажувачем ротаційних секцій враховуємо збільшення притискаючої сили на котках. При цьому вважаємо, що перед початком роботи пружинно-гвинтовий повідок борінної секції було налагоджено на тяговий опір $F_{\text{пр}} = P_B = 3250$ Н, а пружинно-гвинтовий механізм довантажувача відрегульовано на коефіцієнт підсилення рівний одиниці.

Тоді тяговий опір культиватора, обладнаного довантажувачем:

$$P = 4 \cdot 350 + 6 \cdot 4063 + 6 \cdot 2 \cdot 0,86 \sqrt[3]{\frac{(1667 + 4063 - 3250)^4}{1195 \cdot 15000 \cdot 0,3^2}} = 55,29 \text{ кН}.$$

Приріст тягового опору культиватора з довантажувачем ротаційних секцій у порівнянні з тяговим опором культиватора без довантажувача:

$$\frac{|43,15 - 55,29|}{43,15} 100\% = 28\%.$$

Отже, зміна тягового опору культиватора в залежності від зміни щільності ґрунту має практично прямопропорційний характер (при збільшенні щільності ґрунту на 25% тяговий опір культиватора підвищився на 28%)

3. ПРОЕКТНА ЧАСТИНА

3.1. Конструювання довантажувача ротаційної секції культиватора

Конструктивно вирівнювач - довантажувач складатиметься з системи шарнірно з'єднаних стержнів, закріплених на рамі культиватора та кінематично зв'язаних з культивуємою та ротаційною секціями культиватора.

Принцип роботи вирівнювача - довантажувача (рис. 3.1) наступний.

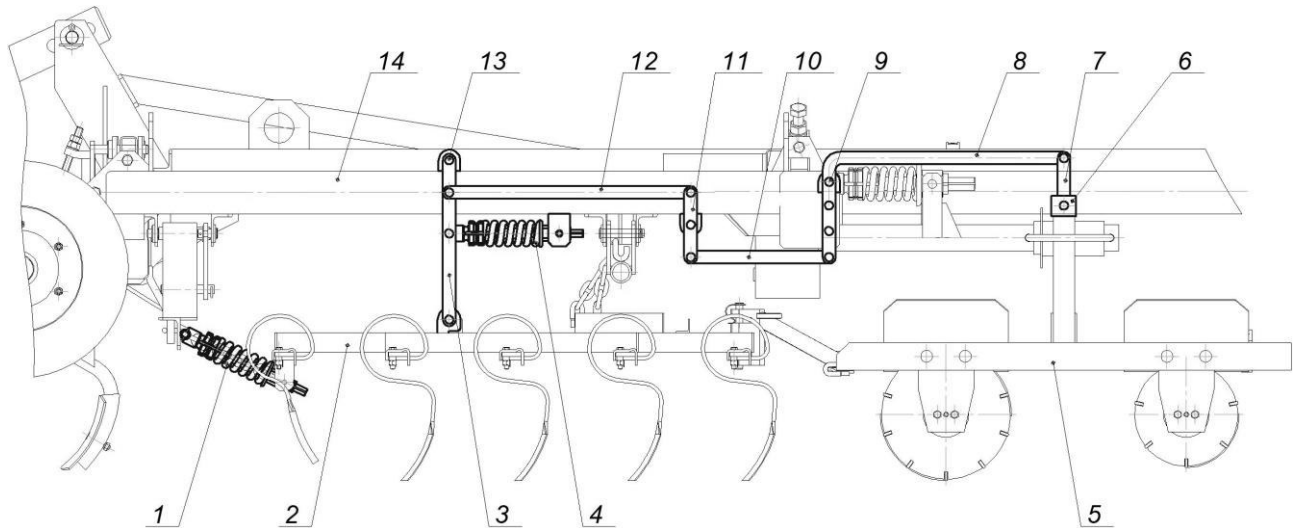


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд довантажувача ротаційної секції культиватора

До борінної секції 2 шарнірно приєднано важель 3, який з іншого боку через шарнір 13 кріпиться до рами 14 культиватора. До важеля 3 шарнірно кріпиться поздовжня тяга 12, до іншого кінця якої через систему важелів 10 та 11 шарнірно кріпиться криволінійний важель 8. Важель 8 через шарнір 9 кріпиться до рами 14. На іншому кінці важеля 8 шарнірно прикріплено стержень 7, який подушкою 6 опирається на начіпку культивуємої секції 5.

Під час виконання технологічного процесу тяговий опір борони компенсується жорсткістю регульованої пружини 1. При збільшенні твердості ґрунту борона, в результаті збільшення опору ґрунту, зсувається в напрямку, протилежному руху культиватора, а важель 3 відхиляється на кут β ,

максимальна величина якого регулюється за допомогою гайки пружинно – гвинтового механізму 4.

Це відхилення через поздовжню тягу 12 та проміжні ланки 10 і 11 передається на криволінійний важель 8, шарнірно закріплений на осі підвіски, завдяки чому він відхиляється на кут γ . Блок довантаження збільшує навантаження на вісь балансірної підвіски ротаційної секції 5, яке з масами підвіски та секції передається на ґрунт.

Таке виконання комбінованого ґрунтообробного агрегату дозволяє його використання для передпосівного обробітку ґрунту при вирощуванні різних типів сільськогосподарських культур та під час догляду за парами.

Використання довантажувала ротаційної секції дозволяє підвищити агротехнічні показники обробітку ґрунтів різних типів однотипними агрегатами та сприяє підвищенню урожайності сільськогосподарських культур за рахунок підтримання об'ємної маси ґрунту після обробітку в межах $1,12 - 1,25 \text{ г/см}^3$.

Для забезпечення кінематики запропонованого механізму ланцюгове кріплення борінної секції до рами культиватора замінено на регульоване пружинне, на якому зусилля стиску робочої пружини залежить від щільності ґрунту і регулюється за допомогою гвинта та регулювальної гайки.

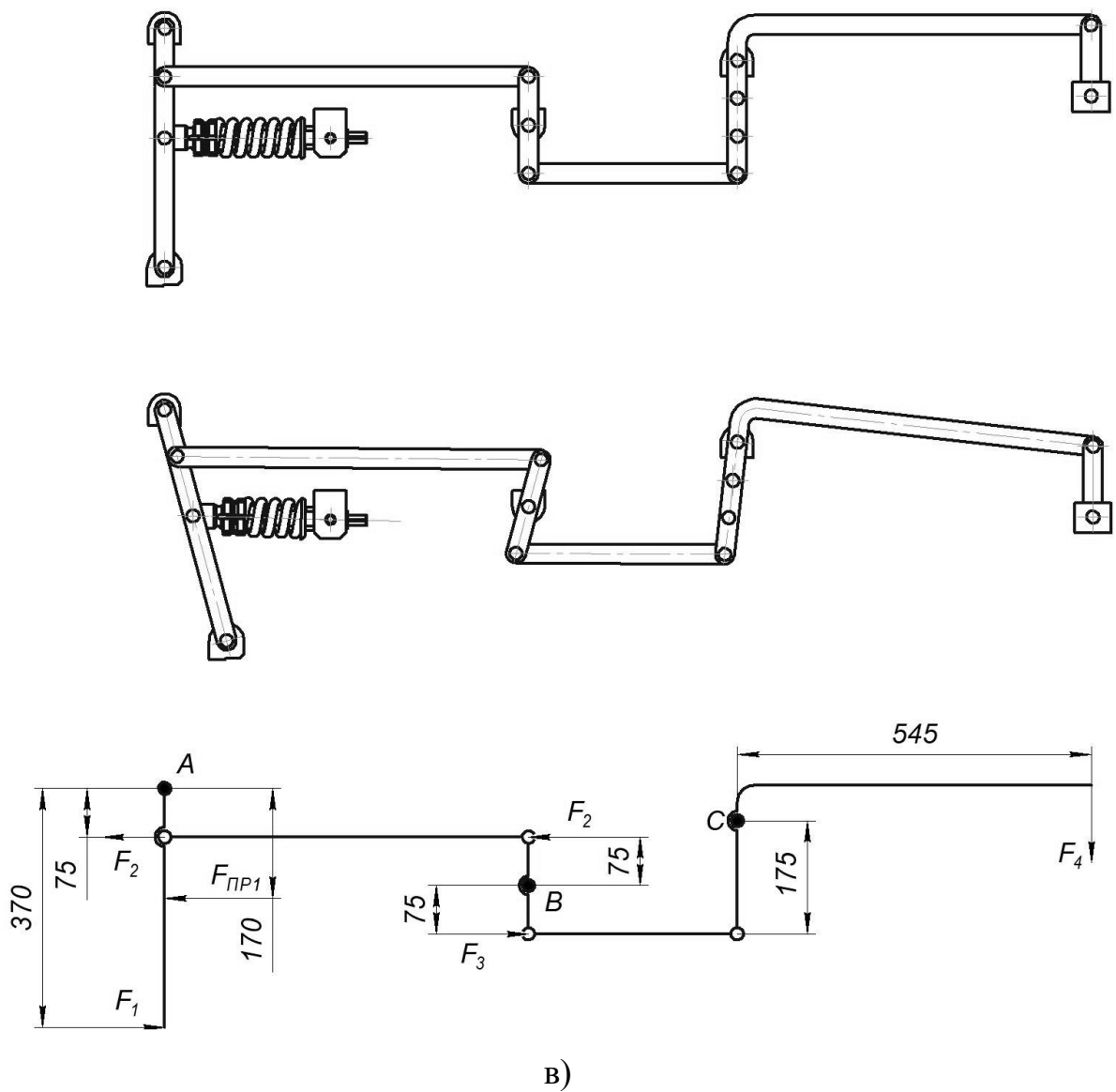
Геометричні розміри довантажувача зумовлюються геометрією рами культиватора та геометричним розташуванням його робочих секцій.

Для оцінки силових характеристик довантажувача проведемо його кінематичний аналіз. Розрахункова схема довантажувача показана на рис. 3.2.

Для визначення коефіцієнта підсилення запишемо рівняння обертових моментів навколо шарнірів стержневої системи довантажувача.

Відносно т. А:

$$F_1 \cdot 375 - F_{\text{пп1}} \cdot 170 - F_2 \cdot 75 = 0.$$



а – початкове положення; б – положення під навантаженням;

в – кінематично-силова розрахункова схема.

Рисунок 3.2 – Кінематично-силовий аналіз довантажувача ротаційної секції

Нехтуючи силою натягу пружини F_{PP1} , отримаємо:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{375}{75} = 5 \cdot F_1.$$

Відносно т. В:

$$F_2 \cdot 75 = F_3 \cdot 75,$$

звідки:

$$F_3 = F_2 \cdot \frac{75}{75} = 5 \cdot F_1.$$

Відносно т. С:

$$F_3 \cdot 175 = F_4 \cdot 545,$$

звідки:

$$F_4 = F_3 \cdot \frac{175}{545} = 5 \cdot F_1 \cdot \frac{175}{545} = 1.6 \cdot F_1.$$

Отже, така конструктивна схема довантажувача забезпечуватиме максимальний приріст сили довантаження ротаційної секції (без врахування зусилля на регульованій пружині) в 1,6 рази.

3.2. Кінематичний аналіз довантажувача ротаційної секції

Кінематичний аналіз довантажувача ротаційної секції культиватора виконаємо з використанням сучасного програмного забезпечення – програмного комплексу для інженерного аналізу SolidWorks.

Для цього засобами 3D моделювання SolidWorks створюємо CAD – модель довантажувача ротаційної секції культиватора, яка структурно складається з важелів та шарнірів.

Кінематичний аналіз довантажувача ротаційної секції культиватора проводимо за допомогою модуля SOLIDWORKS Motion. Для цього на основі попередньо створеної CAD – моделі довантажувача будуємо модель для кінематичного аналізу у модулі SOLIDWORKS Motion (рис. 3.3).

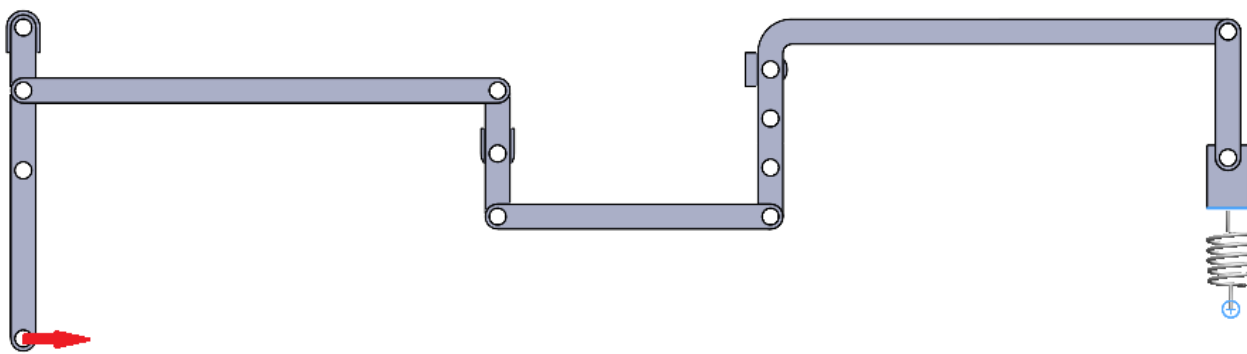


Рисунок 3.3 – Твердотільна модель довантажувача ротаційної секції

У цій моделі вхідні впливи від борінної секції моделюємо за допомогою лінійного двигуна (червона стрілка на рис. 3.3), який створює періодичні коливання з амплітудою 10 мм та частотою 1 Гц (рис. 3.4).

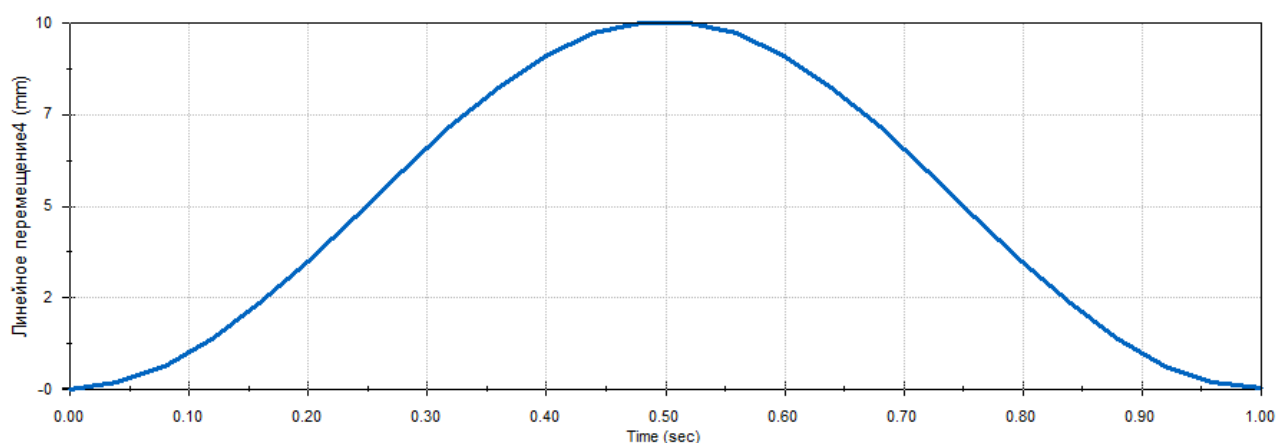


Рисунок 3.4 – Характер коливань, що створює лінійний двигун

Вплив ґрунтового середовища, на яке будуть діяти котки ротаційної секції культиватора, моделюємо пружним елементом (пружина на рис. 3.3), що приєднаний до подушки 7.

Для пружного елемента задано лінійний характер деформації з максимально можливим переміщенням 100 мм і жорсткістю 50 Н/мм.

Геометричні параметри пружного елемента у вигляді пружини стиску: зовнішній діаметри – 50 мм, діаметр дроту 5 мм., крок навивки – 10 мм.

Характер переміщення подушки 7 для заданих умов показано на рис. 3.5.

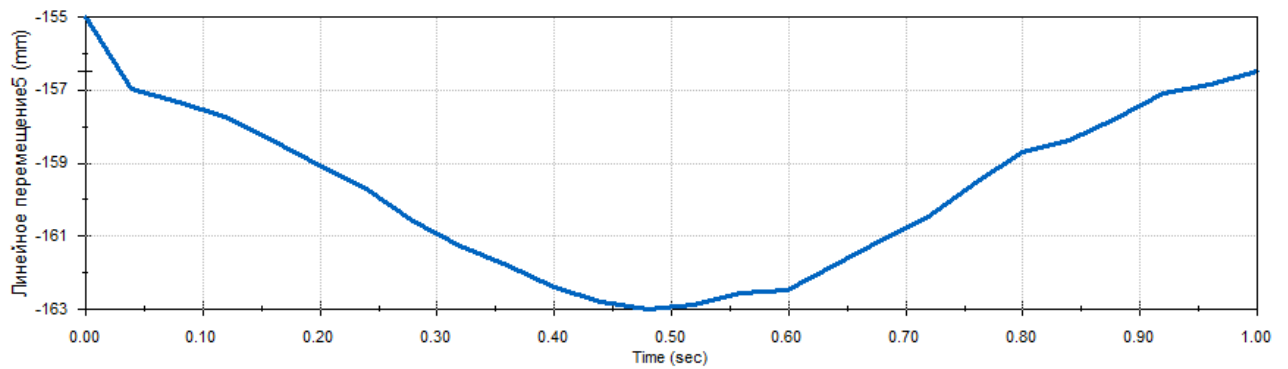
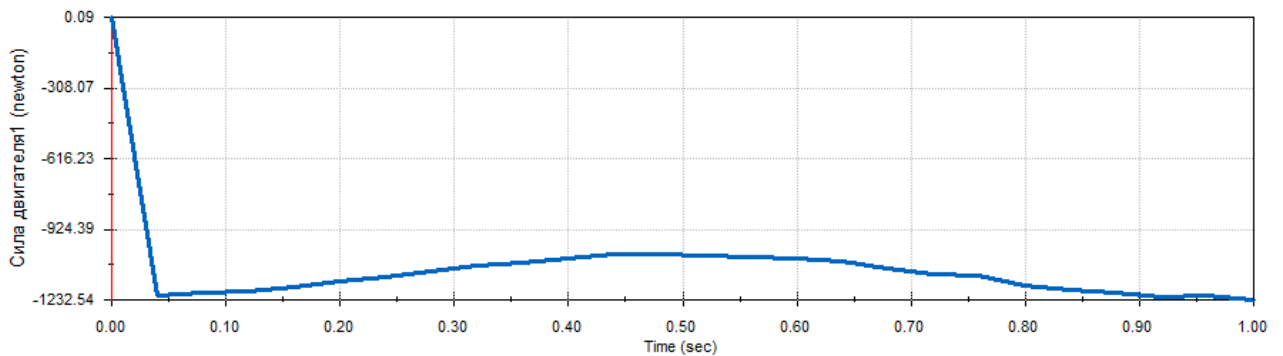
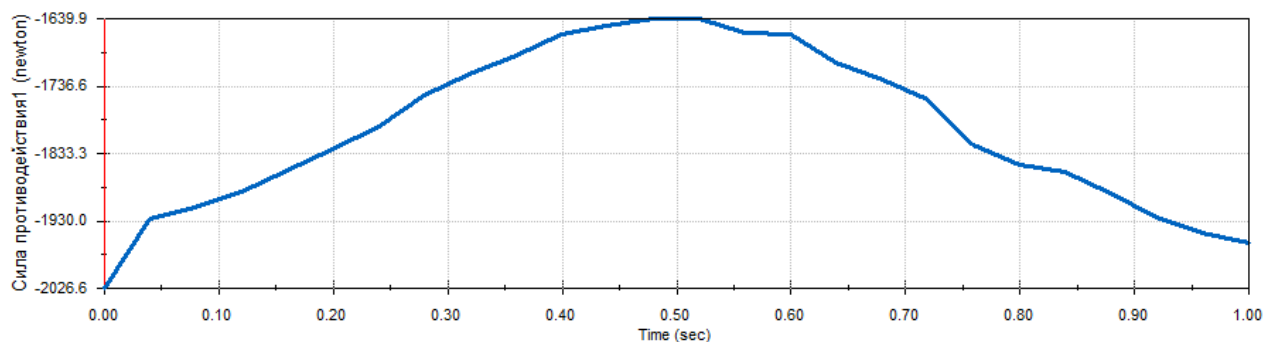


Рисунок 3.5 – Лінійне переміщення робочої ланки

Отриманий за результатами моделювання характер зміни зусиль на вхідній та вихідній (робочій) ланках довантажувача ротаційної секції культиватора показано на рис. 3.6.



а)



б)

Рисунок 3.6 – Характер зміни зусилля на вхідній (а) та робочій (б) ланках

З рис. 3.6 бачимо, що для заданих умов максимальне зусилля виникає на вхідній ланці довантажувача і становить ≈ 1200 Н.

3.3. Розрахунок міцності довантажувача ротаційної секції

Проведемо аналіз напружено-деформованого стану (НДС) елементів системи довантаження секцій котків від зовнішнього навантаження. Розрахунок проводимо у статичній постановці задачі з використанням модуля інженерного аналізу SolidWorks Simulation. У цьому модулі на основі створеної CAD-моделі системи довантаження секцій котків створюємо розрахункову модель (рис. 3.7), яка містить досліджувану геометрію, умови закріплення і умови навантаження.

На завантаженій у розрахунковий модуль CAD-моделі системи довантаження секцій котків створюємо сітку кінцевих елементів (рис. 3.7, а) з наступними параметрами: тип сітки – сітка на основі змішаної кривизни, максимальний розмір кінцевого елемента – 10 мм, мінімальний розмір кінцевого елемента – 3,5 мм, співвідношення приросту розміру елемента – 1,4.

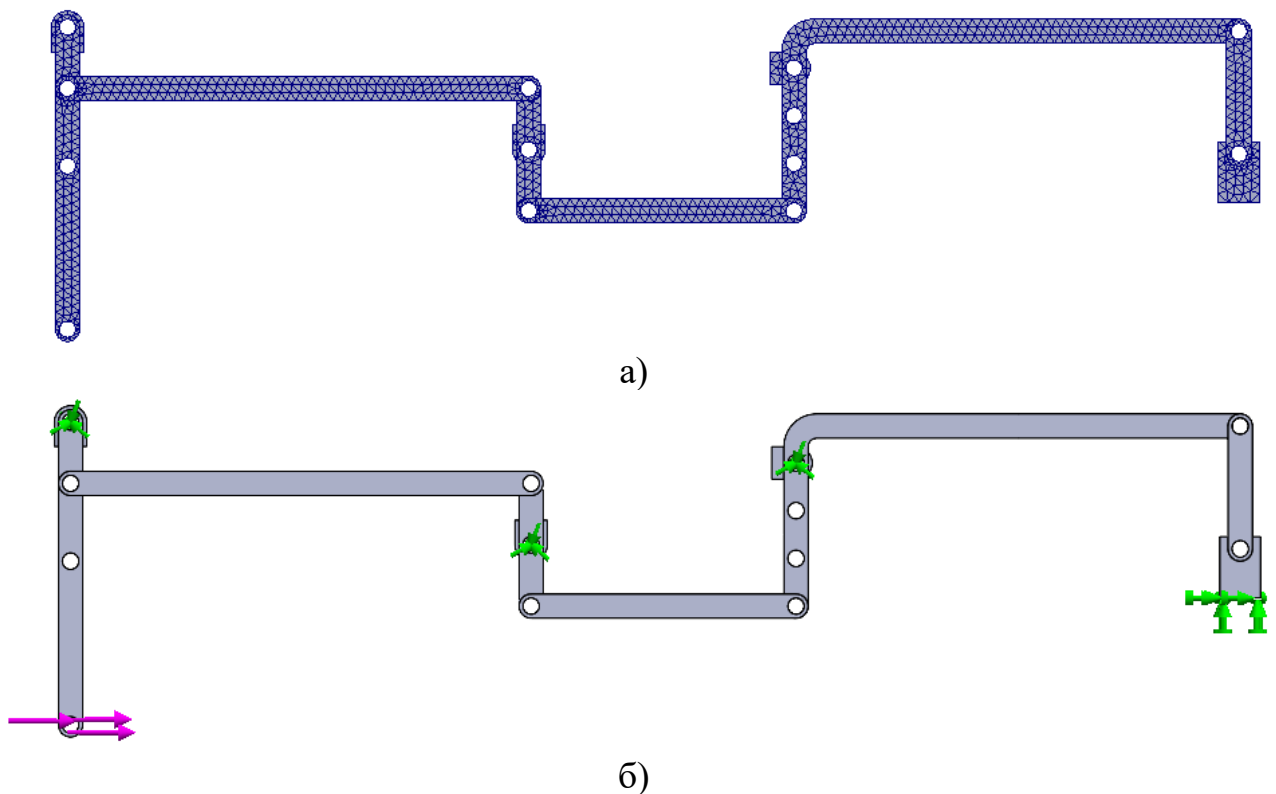


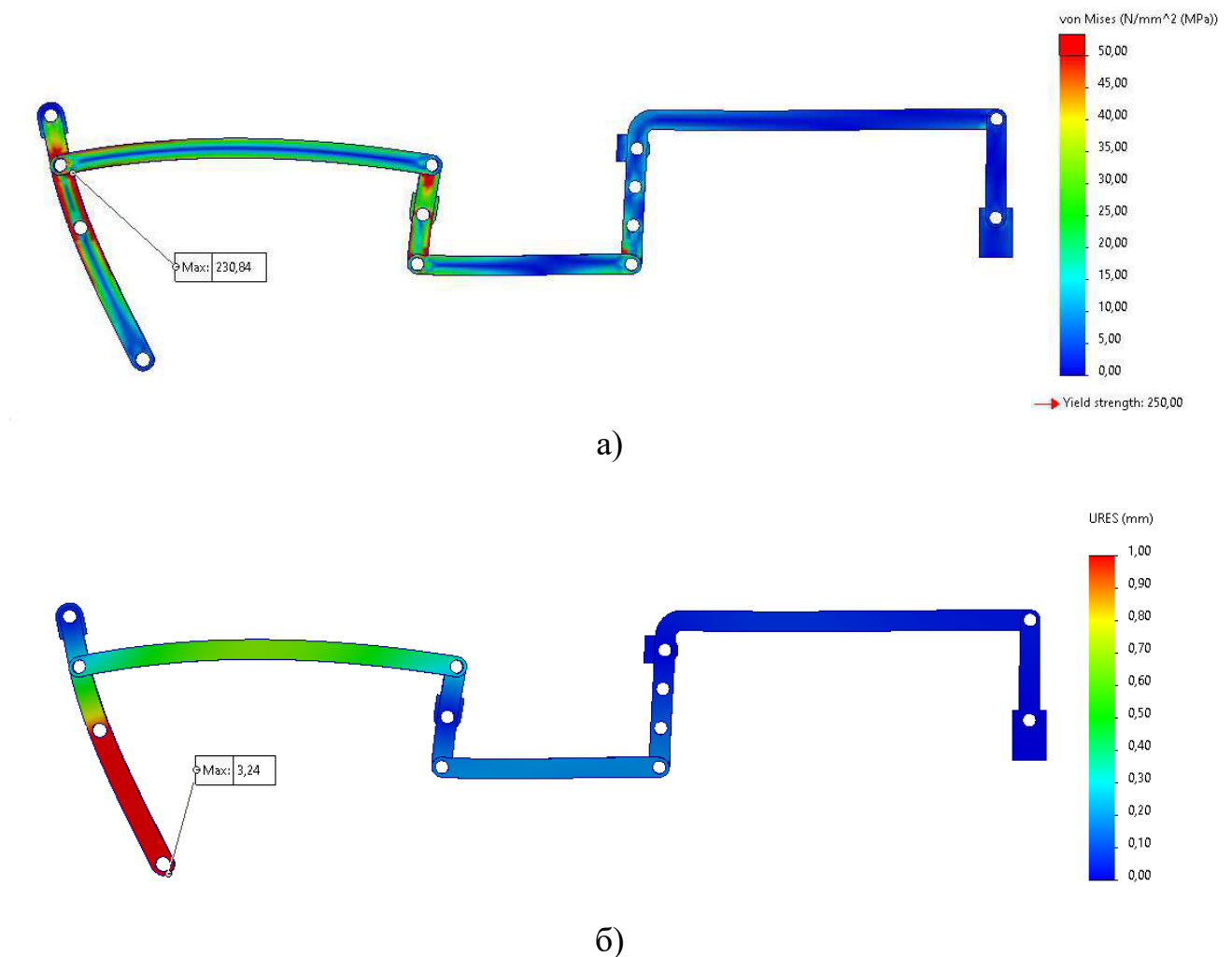
Рис. 3.7. Створення моделі системи довантаження секцій котків

Задаємо умови закріплення – три рухомі шарніри в місцях кріплення елементів до рами та одне нерухоме закріплення в нижній частині повзуна (зелені стрілочки на рис. 3.7, б).

Задаємо навантаження на вхідну ланку системи – зусилля $F=1200$ Н, отримане у п. 3.2 (червоні стрілочки на рис. 3.7, б).

Вибираємо матеріал для елементів конструкції – якісну конструкційну сталь 20 з межею текучості $\sigma_T = 250$ МПа.

Результати розрахунку напружено-деформованого стану елементів системи довантаження секцій котків подано на рис. 3.8.



а - напруження, МПа; б – деформація, мм.

Рис. 3.8. Результати розрахунку НДС елементів системи довантаження секцій котків

Максимальні напруження від зовнішнього навантаження спостерігаються на вхідній ланці системи $\sigma \approx 230$ МПа.

Максимальна лінійна деформація цього ж елемента рівна $\approx 3,25$ мм.

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності системи показано на рис. 3.9.

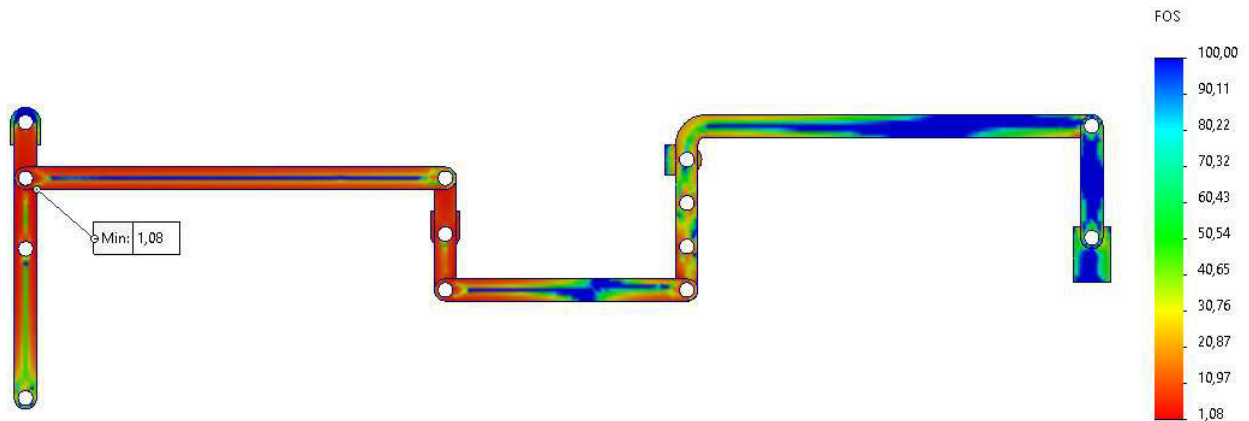


Рис. 3.9. Розподіл коефіцієнтів запасу міцності

Аналіз НДС елементів системи довантаження секцій котків показує, що мінімальний коефіцієнт запасу міцності вхідної ланки становить $\approx 1,08$. Максимальний коефіцієнт запасу міцності наближається до 100.

4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1. Вимоги техніки безпеки для проектованої машини

Для безпечної роботи на сільськогосподарській машині необхідно дотримуватись наступних вимог:

До роботи по технічному обслуговуванню, транспортування, обкатці і використанню машини допускаються особи, які пройшли спеціальну підготовку, при наявності відповідного посвідчення на право керування даною машиною.

Перед пуском двигуна важель переключання діапазонів повинен бути в нейтральному положенні, а подушки педалей управління гідронасосом – в одному положенні. При цьому важель керування гідронасосом повинен знаходитися в вертикальному положенні. Муфта приводу робочих органів повинна бути включена.

Перед включенням передач, а також початком руху водій повинен впевнитись в відсутності сторонніх людей на машині або коло неї і подати попереджувальний звуковий сигнал.

Для попередження випадкового руху машини із місця водій повинен перед виходом із кабіни при працюючому двигуні заблокувати педалі управління гідронасосом і загальмувати машину стоянковим гальмом.

При русі машини водій повинен знаходитись на сидінні. Забороняється перебування сторонніх людей на працюючій машині та біля неї.

Забороняється очищати, ремонтувати або регулювати вузли машини під час її руху. Всі види регулювань виконуються при зупиненому двигуні.

Забороняється працювати під машиною, якщо копачі підняті і під колеса непідставлені упорні клини. В випадку ремонту копачів або технічного огляду за ними необхідно попередньо підставити в місцях піддомкратувальні пристрої підпори, а під колеса встановити упорні клини. При слабому ґрунті під домкрат підставляють міцну дошку. Якщо при проведенні технічного

огляду або ремонті потрібно підняти одну із сторін машини, користуються домкратом вантажопідйомністю не менше 5 т. Неможна знаходитись під машиною, піднятою на домкрат.

Забороняється чіпати робочі органи при працюючому двигуні.

Забороняється експлуатувати машину без захисних кожухів і огорож карданних, пасових і ланцюгових передач.

Надівати паси і ланцюги на шківів і зірочки, а також змащувати підшипники під час роботи машини забороняється.

Забороняється працювати на машині при ослабленому кріпленні вузлів і агрегатів.

Буксирують машину тільки на жорсткій зчипці, із увімкненою передачею редуктора діапазонів.

Необхідно систематично перевіряти справність і надійність роботи гальм, рульового керування, механізму перемикання діапазонів.

При машинні повинна бути аптечка із необхідними медикаментами.

Неможна працювати в незручному одязі.

Недопускається перевезення вантажів в бункері.

Швидкість транспортування машини при значних нахилах дороги повинна бути до 4 км/год. При поворотах швидкість необхідно зменшити до 2,7 км/год. Рух по дорогам загального використання проводиться в відповідності до “Правил дорожнього руху”.

При довготривалих переїздах машин гнучкі ланки приводу робочих органів зняти.

Транспорт, швидкість руху якого рівна або перевищує максимальну швидкість руху машини, обганяти забороняється.

При переводі навантажувального елеватора із робочого в транспортне положення попередньо необхідно пересвідчитись в наявності вільного простору, оскільки габаритні розміри елеватора по висоті при переводі перевищують 4м.

Переїзди через тунелі, мости, необхідно проводити на понижених швидкостях.

При роботі машини металеві труби гідропривода на ходову частину можуть нагріватися до 70-80°C. Для попередження опіків бути особливо уважними при обслуговуванні машини в перші 20-30 хвилин після зупинки двигуна.

В польових умовах заправку машин, а також роботи по технічному обслуговуванні необхідно виконувати в світлу пору доби.

При одночасному обслуговуванні машини декількома робітниками необхідно назначати старшого групи, поручивши контроль за правилами техніки безпеки.

При проведенні робіт, пов'язаних із застосуванням електроенергії, необхідно забезпечити електробезпеку в відповідності із правилами техніки безпеки при експлуатації електроустановок.

Інструмент, пристосування і обладнання для технічного обслуговування і ремонту повинен використовуватися тільки по своєму призначення, бути справним і забезпечувати безпеку проведення робіт.

4.2. Запобігання виникнення надзвичайних ситуацій

Актуальність проблеми забезпечення природно-техногенної безпеки населення і територій, зумовлена тенденціями зростання втрат людей і шкоди територіям, що спричиняються небезпечними природними явищами, промисловими аваріями і катастрофами. Ризики надзвичайних ситуацій природного і техногенного характеру невпинно зростають.

Забезпечення безпеки та захисту населення в Україні, об'єктів економіки і національного надбання держави від негативних наслідків надзвичайних ситуацій повинно розглядатись як невід'ємна частина державної політики національної безпеки і державного будівництва, як одна з найважливіших

функцій державної влади, Ради міністрів Автономної республіки Крим, місцевих державних адміністрацій, виконавчих органів рад.

Вирішальним кроком у цьому напрямі є прийняття Закону України “Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру” від 8 червня 2000 року, що визначає стратегічні напрями та засоби вирішення проблеми захисту населення, реальне створення територіальних і функціональних підсистем Єдиної державної системи запобігання надзвичайним ситуаціям техногенного і природного характеру та реагування на них.

Найбільш ефективний спосіб зменшення шкоди та збитків від надзвичайних ситуацій – запобігти їх виникненню, а в разі виникнення виконувати відповідні до даної ситуації заходи.

Запобігання виникненню надзвичайних ситуацій – це підготовка та реалізація комплексу заходів, спрямованих на регулювання безпеки, проведення оцінки рівнів ризику, завчасне реагування на загрозу виникнення надзвичайної ситуації на основі даних моніторингу (спостережень), експертизи, досліджень та прогнозів щодо можливого перебігу подій з метою недопущення їх переростання у надзвичайну ситуацію або пом’якшення її можливих наслідків.

Зазначені функції запобігання надзвичайним ситуаціям техногенного і природного характеру в нашій країні покликана виконувати Єдина державна система запобігання і реагування на надзвичайні ситуації техногенного і природного характеру (ЄДСЗР), затверджена Постановою Кабінету Міністрів України від 3 серпня 1998р №98. ЄДСЗР включає в себе центральні та місцеві органи виконавчої влади, виконавчі органи рад, державні підприємства, установи та організації з відповідними силами і засобами, які здійснюють нагляд за забезпеченням техногенної та природної безпеки, організують проведення роботи із запобігання надзвичайним ситуаціям і реагування у разі їх виникнення з метою захисту населення і довкілля, зменшення матеріальних втрат. ЄДСЗР складається з постійно діючих функціональних та територіальних

підсистем і має чотири рівні: загальнодержавний, регіональний, місцевий та об'єктовий. Кожен рівень ЄДСЗР має координуючі та постійні органи управління.

Координуючими органами ЄДСЗР є:

- на загально державному рівні:
 - Державна комісія з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій;
 - Національна рада з питань безпечної життєдіяльності населення;
- на регіональному рівні – комісії обласних державних адміністрацій з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій;
- на місцевому рівні – комісія районних державних адміністрацій і виконавчих органів рад з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій;
- на об'єктовому рівні – комісії з питань надзвичайних ситуацій об'єктів.

До систем повсякденного управління ЄДСЗР входять оснащені засобами зв'язку, оповіщення, збирання, аналізу і передачі інформації:

- центри управління в надзвичайних ситуаціях, оперативно-чергові служби уповноважених органів з питань надзвичайних ситуацій та цивільного захисту населення усіх рівнів;
- диспетчерські служби центральних та місцевих органів виконавчої влади, державних підприємств, установ та організацій.

До складу сил і засобів ЄДСЗР входять військові і спеціальні цивільні аварійно-рятувальні (пошуково-рятувальні) формування, які укомплектовуються з урахуванням необхідності проведення роботи в автономному режимі не менше трьох діб і перебувають у стані постійної готовності, а також недержавні (добровільні) рятувальні формування. Залежно від масштабів і особливостей надзвичайної ситуації, що прогнозується або виникла, може існувати один із таких режимів функціонування ЄДСЗР: повсякденної діяльності, підвищеної готовності, діяльності у надзвичайній ситуації, діяльності у надзвичайному стані.

З метою ліквідації наслідків надзвичайної ситуації у мирний час може поводитися цільова мобілізація.

Ефективність функціонування систем захисту населення і територій досягається через завчасну підготовку, оперативне реагування та ефективне управління під час надзвичайних ситуацій, своєчасне відновлення життєдіяльності населення в їх зоні.

Узагальнюючи питання про наявність надзвичайного ризику, підкреслюючи, що техногенна небезпека є найбільш характерною і значною за питомою вагою серед загального кола випадків, інші ризики, властиві Україні: природні, епідеміологічні, геофізичні та інші, у країні створена потужна система захисту населення і економіки від надзвичайних ситуацій.

Держава, як гарант права людини на захист свого життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, пожеж, стихійного лиха створює систему цивільної оборони, яка має своєю метою захист населення від небезпечних наслідків аварій і катастроф техногенного, екологічного, природного та воєнного характеру.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі вдосконалено конструкцію широкозахватного ґрунтообробного агрегату шляхом проектування та дослідження системи довантажування прикочувальних котків. Отримані результати свідчать про доцільність та ефективність обраного технічного рішення в умовах сучасного сільськогосподарського виробництва.

У процесі виконання дослідження було проведено всебічний аналіз технологій поверхневого обробітку ґрунту, а також конструкцій та функціональних можливостей ґрунтообробних машин, зокрема широкозахватних культиваторів. Встановлено, що одним із ключових чинників, що обмежує ефективність таких агрегатів, є відсутність можливості адаптивного регулювання навантаження на прикочувальні робочі органи залежно від типу та стану оброблюваного ґрунту.

На основі проведених розрахунків і моделювання:

- обґрунтовано раціональні параметри культивуєної секції борінчастого типу, включно з розміщенням та навантаженням на зуби;
- спроектовано конструкцію регульованого поводка з пружинним механізмом, що забезпечує адаптивну зміну жорсткості підвіски;
- виконано техніко-конструктивне обґрунтування параметрів прикочувальних котків із урахуванням умов защемлення грудок і забезпечення якісного прикочування;
- визначено тяговий опір агрегату на основі аналізу силових взаємодій робочих органів із ґрунтом;
- розроблено конструкцію довантажувача прикочувальної секції, що дозволяє забезпечити необхідне зусилля притискання без втрати стабільності ходу агрегату;
- здійснено кінематичний аналіз системи довантажування з метою оцінки її рухомих елементів у робочому циклі;

- проведено розрахунок міцності елементів довантажувача на основі критерію напружено-деформованого стану;
- сформульовано рекомендації щодо безпечної експлуатації удосконаленого агрегату та заходів запобігання надзвичайним ситуаціям.

Практичне значення отриманих результатів полягає в можливості впровадження запропонованої конструкції культиватора в серійне виробництво для підвищення якості поверхневого обробітку ґрунтів різних типів. Удосконалення конструкції сприятиме покращенню агротехнічних показників, зниженню енерговитрат, підвищенню продуктивності польових робіт, а також створенню сприятливих умов для збереження родючості ґрунту.

Таким чином, розроблена система довантажувача є ефективним конструктивним рішенням, що забезпечує стабільну роботу агрегату, рівномірну глибину обробітку та якісне ущільнення ґрунту, що, у свою чергу, сприяє підвищенню урожайності сільськогосподарських культур.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.
2. Безпека життєдіяльності / За ред. Я. Бедрія. - Львів: Афіша, 1998. – 275 с.
3. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. – К.: Урожай, 1994. – 446 с.
4. Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. Д.Г.Войтюка. – Суми: Університетська книга, 2008. - 543 с.
5. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП ПаляницяВ.А.,2022. 220 с.
6. Довідник з охорони праці в сільському господарстві / За ред. С.Д. Лахмана. – Київ: Урожай, 1990. – 396 с.
7. Дудак С.М. Дискові ґрунтообробні знаряддя, основні параметри та особливості // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2007. – Вип. 91. – С. 368 – 381.
8. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / За ред. А.Ф. Головчука. – Кн. 3: Машини сільськогосподарські / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов. – К.: Грамота, 2005. – 576 с.
9. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: Око, 2001. – 444 с.
10. Комп'ютерне моделювання систем та процесів. Методи обчислень/ Р.Н. Кветний, І.В. Богач, О.Р. Бойко та ін. / За ред. Р.Н. Кветного. – У двох част. – Вінниця: ВНТУ, 2012.

11. М. Підгурський, М. Сташків. Методи визначення КІН для дефектних елементів відкритого профілю // Вісник ТДТУ, 2006. – Т. 11. - № 2. – С. 92 – 108.
12. Методика експлуатаційних досліджень зношування робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь / С.М. Герук, К.В. Борак // Житомирський національний агроєкологічний університет. – 2006. – 35 с.
13. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для студентів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» / Олексюк В.П., Сташків М.Я. – Тернопіль: ТНТУ ім. І Пулюя, 2022. – 47 с.
14. Механіко – технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін. / За ред. С.С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
15. Підгурський М. Особливості дослідження напружено-деформівного стану будівельних сталевих перфорованих балок методом скінчених елементів / М. Підгурський, І. Підгурський, М. Сташків, В. Ігнат'єва, С. Данильченко, Д. Биків, О. Підлужний // Вісник ТНТУ. – Тернопіль: ТНТУ, 2023. – Том 111. – № 3. – С. 126 – 138.
16. Підгурський М., Сташків М.. Розвиток наскрізних тріщин в гнutoзварних тонкостінних елементах коробчастого профілю // Вісник ТДТУ, 2006. – Т. 11. – № 4. – С. 78 – 86.
17. Попович П. Уніфікація дослідження напружено-деформованого стану несучих конструктивних систем / П. Попович, М. Сташків, Т. Довбуш // Вісник ТНТУ — Тернопіль : ТНТУ, 2015. – Том 78. – № 2. – С. 153-163.
18. Рибак Т., Підгурський М., Сташків М.. Проблеми пошукового конструювання сільськогосподарських машин // Техніка АПК, 2007.- №11-12. – С. 6-9.
19. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. Тернопіль: ВАТ ТВПК „Збруч”, 2003. 332 с.

20. Рибак Т.І., Попович П.В., Сташків М.Я. Концепція пошукового конструювання мобільної техніки в АПК // Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Вип. 39. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 40-47.
21. Рослинництво: Підручник / О.І. Зінченко, В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко; За ред. О.І. Зінченка. – К Аграрна освіта, 2001. – 591 с.
22. Сисолін П.В. Методи проектування сільськогосподарських машин для полеводства. – К.: Темплан, 1993. – 152 с.
23. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – Т.1. Машини для рільництва. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
24. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
25. Сільськогосподарські машини: підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: «Агроосвіта», 2015. – 679 с.
26. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
27. Сташків М. Визначення КІН для кутової наскрізної тріщини у тонкостінному стержні прямокутного профілю при дії згинального моменту // Вісник ТДТУ, 2003. – Т.8. – №3. – С. 32 – 38.
28. Хомик Н.І. Агрозахист: навчальний посібник / Н.І. Хомик, В.В. Мартинюк, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2025. 520 с.
29. Stashkiv, Mykola & Matsiuk, Oleksandr (2021) nCode GlyphWorks Software Use for Test Data Processing. The 1st International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems 2021 (ITTAP 2021). Vol-3039. 192-205.

ДОДАТКИ