

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА**  
Інженерно-технологічний факультет  
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту  
“     ”     2023 р.  
Зав. кафедри к.т.н., доцент  
(науковий ступінь, вчене звання)  
А.В. Войтік  
(підпис)     (ініціали, прізвище)

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

до дипломної роботи  
магістр  
(освітній рівень)

тема роботи: **«Обґрунтування конструкції причіпного розкидача добрив  
ПРТ-9 з удосконаленням його несучої конструкції»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім  
освітньої програми магістр  
спеціальності 208  
«Агроінженерія»  
ЛИСЕНКО Віталій Миколайович  
(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент Петриченко Є. А.  
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА  
Інженерно-технологічний факультет  
Кафедра агроінженерії

Освітня програма магістр  
Спеціальність 208 «Агроінженерія»  
(код і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри  
А.В. Войтік  
“ ” 2023 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ**

студенту Лисенку Віталію Миколайовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Обґрунтування конструкції причіпного розкидача добрив ПРТ-9 з удосконаленням його несучої конструкції»

керівник роботи к.т.н., доцент Петриченко Є.А.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від  
“14” листопада 2023 р. № 01-06/261

2. Строк подання студентом роботи 25.11.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: причини виходу з ладу базових несучих конструктивних систем розкидачів твердих органічних добрив; конструктивні розрахунки зварного вузла без врахування силових факторів стисненого кручення; літературні джерела.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

- побудувати розрахункові моделі НДС несучих систем причіпних розкидачів добрив з урахуванням фактичної навантаженості;
- сформування методики і проведення експериментальних досліджень з визначення параметрів навантаженості розкидачів добрив в польових умовах;
- експериментально дослідити вплив фактичної експлуатаційної навантаженості на процеси і характеристики циклічної тріщиностійкості матеріалів несучих металоконструкцій розкидачів твердих органічних добрив;
- створити математичні моделі кінетики розвитку крайових тріщин в тонкостінних елементах конструкцій машин для внесення твердих добрив при циклічній навантаженості;
- розробити аналітичні залежності для визначення ресурсу роботи несучих систем розкидачів твердих добрив при динамічній навантаженості тонкостінних елементів з тріщинами та фактичних експлуатаційних впливах;
- розробити методики оцінки і підвищення ресурсу роботи з удосконаленням несучих систем машин для внесення органічних добрив.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; огляд і аналіз машин для внесення добрив; геометричні характеристики стисненого кручення в перетині зварного з'єднання; техніко-економічні показники;

6. Консультанти розділів роботи

| Розділ                           | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|----------------------------------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|                                  |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| Охорона праці                    | Прокопенко Е.В., доцент                   |                |                  |
| Техніко-економічне обґрунтування | Петриченко Є.А., доцент                   |                |                  |

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2023 року

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломної роботи                             | Строк виконання етапів роботи | При-мітка |
|-------|-----------------------------------------------------------|-------------------------------|-----------|
| 1.    | Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу | 30.04.2023 р.                 |           |
| 2.    | Розділ 1.                                                 | 14.05.2023 р.                 |           |
| 3.    | Розділ 2.                                                 | 28.05.2023 р.                 |           |
| 4.    | Розділ 3.                                                 | 11.06.2023 р.                 |           |
| 5.    | Розділ 4.                                                 | 25.06.2023 р.                 |           |
| 6.    | Розділ 5.                                                 | 24.09.2023 р.                 |           |
| 7.    | Виконання ілюстративної частини роботи                    | 23.10.2023 р.                 |           |
| 8.    | Представлення роботи керівнику на перевірку               | 25.11.2023 р.                 |           |

Студент

\_\_\_\_\_  
( підпис )

Лисенко В.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_  
( підпис )

Петриченко Є. А.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Лисенко В.М. Обґрунтування конструкції причіпного розкидача добрив ПРТ-9 з удосконаленням його несучої конструкції (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2023: пояснювальна записка на 72 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 15 рисунків, 9 таблиці, 20 джерел літератури).

Робота присвячена використанню ефективних методик розрахунків конструктивних систем цих машин і вироблення на цій основі конструкторських рішень з врахуванням їх початкових дефектів та реальних умов навантаження.

Запропоновано методику оцінки і підвищення ресурсу роботи з удосконаленням несучих систем машин для внесення твердих органічних добрив.

Для реалізації поставленої мети в першому розділі проведено аналіз причин виходу з ладу базових несучих конструктивних систем розкидачів твердих органічних добрив.

В другому розділі проведені розрахунки на міцність зварного вузла від загального крутного моменту та поперечної сили.

В третьому розділі проведені розрахунки геометричних характеристик стисненого кручення в перетині зварного з'єднання та досліджено напружено-деформівний стан зварного вузла.

Розроблено питання з охорони праці під час виконання зварювальних робіт в умовах ремонтної мастерні сільськогосподарського підприємства.

Виконано економічне обґрунтування запропонованого удосконалення.

Ключові слова: ДОБРИВА, ТЕХНОЛОГІЯ, РОЗКИДАЧ ДОБРИВ, НЕСУЧА КОНСТРУКЦІЯ, МІЦНІСТЬ, НАДІЙНІСТЬ, ЗВАРНИЙ ВУЗОЛ, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                    |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП.....                                                                                                         | 6  |
| РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ І ЗАДАЧІ ОЦІНКИ МІЦНОСТІ<br>КОНСТРУКТИВНИХ СИСТЕМ РОЗКИДАЧІВ ДОБРИВ.....                        | 9  |
| 1.1 Огляд і аналіз машин для внесення добрив.....                                                                  | 9  |
| 1.2 Аналіз причин виходу з ладу базових несучих конструктивних систем<br>розкидачів твердих органічних добрив..... | 27 |
| РОЗДІЛ 2. ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ<br>ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ.....                                               | 33 |
| 2.1 Обґрунтування додаткових аналітичних досліджень.....                                                           | 33 |
| 2.2 Конструктивні розрахунки зварного вузла без врахування<br>силових факторів стисненого кручення.....            | 35 |
| 2.3 Розрахунки на міцність зварного вузла від загального<br>крутного моменту та поперечної сили.....               | 39 |
| РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ.....                                                             | 43 |
| 3.1 Обґрунтування додаткових внутрішніх силових факторів від<br>стисненого кручення.....                           | 43 |
| 3.2 Розрахунки геометричних характеристик стисненого<br>кручення в перетині зварного з'єднання.....                | 48 |
| 3.3 Дослідження напружено-деформівного стану зварного вузла.....                                                   | 50 |
| РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ<br>СИТУАЦІЯХ.....                                                | 54 |
| 4.1. Безпека праці при виконанні зварювальних робіт.....                                                           | 54 |
| 4.2 Захист персоналу та навколишнього середовища від<br>небезпечних виробничих факторів.....                       | 57 |
| РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....                                                                 | 59 |
| Висновки по розділу.....                                                                                           | 67 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....                                                                                             | 69 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....                                                                                    | 70 |

## ВСТУП

Внесення органічних та мінеральних добрив є запорукою високих врожаїв сільськогосподарської продукції. Необхідно постійно вдосконалювати існуючі і проектувати нові машини для їх внесення, більш продуктивніші, економічні з підвищеним ресурсом надійної роботи.

Машини даної групи працюють у важких рельєфних і кліматичних умовах. При їх проектуванні зосереджується увага на забезпеченні міцності та роботоздатності під час всього терміну експлуатації.

Виконання цих критеріїв до сільськогосподарської техніки в цілому і зокрема до машин для внесення твердих добрив забезпечується на стадії проектування коли виконуються розрахунки на міцність з використанням більш точних інженерних методик розрахунку, достовірних критеріїв міцності елементів конструкції, вихідних даних, що відповідають реальним умовам експлуатації.

Надійність, прогнозований час роботи сільськогосподарської техніки безпосередньо пов'язаний з використанням ефективних методик розрахунків конструктивних систем цих машин і вироблення на цій основі конструкторських рішень з врахуванням їх початкових дефектів та реальних умов навантаження.

**Актуальність теми.** До 50% приросту врожаю сільськогосподарських культур отримується за рахунок внесення добрив. За дослідженнями «Агробізнес Сьогодні», при виробництві машин для внесення добрив в Україні до 2014 р. у порівнянні з попередніми двома роками при прирості, в середньому, 17% спостерігався імпорту аналогічної продукції в більших об'ємах порівняно з попередніми роками, низька конкурентоспроможність вітчизняної техніки разом з привабливими лізинговими умовами призвела до нарощування обсягів продажу імпортованих машин, отже ринок вказаної продукції є перспективним, проте імпортозалежним. Спрацьованість матеріально - технічної бази аграрних підприємств, використання фізично і морально застарілої сільськогосподарської техніки є одним з основних факторів втрат врожаїв. Внаслідок впливів складної динамічної навантаженості, зокрема на несучі системи машин для внесення

добрив, виходять з ладу більше шестидесяти відсотків деталей машин, одними із найнебезпечніших чинників, які призводять до відмов машин і механізмів в аграрному виробництві є руйнування базових несучих металоконструкцій сільськогосподарської техніки під час виконання технологічних процесів внаслідок втрати міцності з причин зародження і розвитку тріщин при комплексних впливах експлуатаційних факторів.

Підвищення вимог до показників металоємності і надійності розкидачів твердих добрив пов'язане з забезпеченням міцності і довговічності їхніх вузлів та агрегатів. Необхідність скорочення термінів проектування нової техніки, високі витрати на проведення досліджень експериментальними шляхами підвищують значення розрахунково - експериментальних методів оцінки довговічності конструкцій. Тому розробка і обґрунтування таких методів є комплексним завданням, яке вимагає поглибленого аналізу проблематики теорії розрахунків на міцність несучих систем машин, обґрунтування нових розрахункових моделей розвитку тріщин та навантаженості несучих систем, що в сукупності є науково - технічною задачею, яка має важливе значення. В даний час можливості методів оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення твердих органічних добрив використовуються не в повній мірі. Розгляду цих актуальних проблем і присвячена дисертаційна робота, яка має важливе народногосподарське значення.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дипломної роботи є розробка методики оцінки і підвищення ресурсу роботи з удосконаленням несучих систем машин для внесення твердих органічних добрив.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- побудова розрахункових моделей НДС несучих систем причіпних розкидачів добрив з урахуванням фактичної навантаженості;
- формування методики і проведення експериментальних досліджень з визначення параметрів навантаженості розкидачів добрив в польових умовах;
- експериментальні дослідження впливу фактичної експлуатаційної навантаженості на процеси і характеристики циклічної тріщиностійкості

матеріалів несучих металоконструкцій розкидачів твердих органічних добрив;

- створення математичної моделі кінетики розвитку крайових тріщин в тонкостінних елементах конструкцій машин для внесення твердих добрив при циклічній навантаженості;

- розробка аналітичних залежностей для визначення ресурсу роботи несучих систем розкидачів твердих добрив при динамічній навантаженості тонкостінних елементів з тріщинами та фактичних експлуатаційних впливах;

- розробка методики оцінки і підвищення ресурсу роботи з удосконаленням несучих систем машин для внесення органічних добрив.

*Об'єкт дослідження* - процеси руйнування несучих металоконструкцій розкидачів твердих органічних добрив.

*Предмет дослідження* - ресурс роботи тонкостінних несучих структур машин для розкидання органічних добрив з вдосконаленням і підвищенням довговічності металоконструкцій.

*Методи дослідження.* Теоретичні та експериментальні дослідження базуються на основах опору матеріалів, вищої математики, теорії машин і механізмів, а також механіки руйнування матеріалів та сучасних уявленнях про механізми руйнування металоконструкцій, методах теорії надійності машин і конструкцій. Експериментальні дослідження НДС несучих металоконструкцій розкидачів органічних добрив в польових умовах здійснювались методами тензометрії; кінетичні діаграми втомного руйнування, залежно від умов випробувань досліджуваних сталей, визначались методами механіки руйнування..

# **РОЗДІЛ 1**

## **ПРОБЛЕМИ І ЗАДАЧІ ОЦІНКИ МІЦНОСТІ КОНСТРУКТИВНИХ СИСТЕМ РОЗКИДАЧІВ ДОБРИВ**

### **1.1. Огляд і аналіз машин для внесення добрив**

Органічні та мінеральні добрива є вирішальним фактором підвищення врожайності сільськогосподарських культур при умові ефективності їх внесення.

За способом виробництва добрива поділяють на промислові (всі мінеральні) та органічні (гній, гноївка, пташиний послід, компост, торф, вапнякові туфи, зола, сапропелі та ін.).

Мінеральні добрива за характером дії на рослини бувають прямої і побічної дії. Добрива прямої дії вносять безпосередньо у ґрунт для забезпечення рослин потрібними елементами живлення - це азотні, фосфорні, калійні та мікродобрива. Добрива побічної дії вносять для поліпшення властивостей ґрунту і мобілізації в них поживних речовин, впливаючи тим самим на врожайність сільськогосподарських культур.

За фізичним станом мінеральні добрива поділяють на тверді і рідкі. Тверді можуть бути порошкоподібні і гранульовані.

Мінеральні добрива відзначаються різними фізико-механічними властивостями, які характеризуються розсіюваністю, ємністю, об'ємною масою, кутом ухилу (скосу), гігроскопічністю і злежуваністю [1].

Залежно від наявності машин, відстані до поля, доз внесення добрив застосовують три технологічні схеми: прямоточна, перевантажувальна, перевалочна [2].

Прямоточна безперевалочна технологія працює за схемою: склад добрив, агрегат для внесення добрив, поле. У такому випадку транспортують і вносять добрива одним агрегатом, що значно зменшує втрати добрив і простої агрегатів з організаційних причин.

Перевантажувальна технологія. Схема внесення: склад добрив, перевантажувач, агрегат для внесення, поле. Добрива доставляють у поле на спеціальних перевантажувальних засобах. Розкидачі застосовують лише для внесення добрив. Такий варіант сприяє підвищенню продуктивності агрегату при внесенні.

Перевалочна технологія. Схема внесення: склад добрив, перевантажувальний майданчик, агрегат для внесення, поле. Така технологія вимагає додаткових транспортних і завантажувальних засобів.

Внесення добрив є домінуючим фактором покращення родючості ґрунтів і підвищення врожайності сільськогосподарських культур на сучасному етапі їх вирощування. Зменшення поголів'я великої рогатої худоби, як одного з основних постачальників органічних добрив, спонукає виробників сільськогосподарської продукції використовувати значні об'єми мінеральних добрив.

Залежно від призначення, дози й способу внесення мінеральних добрив, застосовують машини для основного і припосівного внесення, а також для підживлення сільськогосподарських культур.

Для основного внесення мінеральних добрив використовують відцентрові розкидачі, а для внесення при посіві - комбіновані засоби механізації. Підживлення сільськогосподарських культур здійснюють одночасно з міжрядним обробітком просапних культур, або окремим заходом. Локальне внесення добрив здійснюють одночасно з обробітком ґрунту до і під час посіву.

Для поверхневого основного внесення мінеральних добрив застосовують кузовні розкидачі з відцентровими висівними апаратами. Їх переваги: високопродуктивні, малоенергоємні і забезпечують внесення великих доз добрив.

Для внесення добрив безпосередньо у ґрунт використовують спеціалізовані, комбіновані та універсальні машини.

За способом агрегування машини для внесення добрив можуть бути начіпні, напівпричіпні й причіпні.

Основні вітчизняні виробники машин для внесення мінеральних добрив - ДП ВАТ «Ковельсільмаш», «Агромаш» ННЦ «ІМЕСГ», ВАТ

«Білоцерківсьільмаш».

Тверді мінеральні добрива вносять розкидачами безперервної дії: туковими (РТТ); кузовними (МВУ, СТТ; начіпними (НРУ); ємкісними (РУП); туковисівними апаратами (АТД-2, АТП-2) з використанням машин, які подрібнюють і змішують добрива (УТМ). Рідкі мінеральні добрива використовують для підживлення рослин, вносять їх машини безперервної дії (ПОМ, ПЖУ) з використанням транспортувальників-завантажувачів (ЗАУ, ЗСА).

Зарубіжними лідерами у розробці та виготовленні розкидачів мінеральних добрив є фірми «Sulky Burel S.A.» (Франція), «KVERNELAND» (Норвегія), «KUNH», «AMAZONE», «RAUCH» (Німеччина), «AGROMET» (Польща).

Українські підприємства з випуску машин для внесення твердих органічних добрив - ДП ВАТ «Ковельсьільмаш», «Агроммаш» ННЦ «ІМЕСГ», ВАТ «Білоцерківсьільмаш». Зарубіжними фірмами у виготовленні машин для розкидання твердих органічних добрив є: «Міро», «Ролланд», «Лебоулх», «Джантіль», «Брімонт» (Франція); «Бергманн», «Фріке», «Кемпер», «Вельгер», «Теббе», «Аннабургер», «Хаве», «Кухманн», «Еберхардт-Менгеле», «Кеенан», «Штраутманн» (Німеччина); «Унія», «Пол-Мот-Варфама» (Польща); СР, «Аг-Хем» (Нідерланди); ЗДТ, «Агрострой-Пельгрімов» (Чехія); «Джі-Еф», «Самсон» (Данія); «Фармтех» (Словаччина); «Агрік-Бемвіч» (Іспанія); «Поттінгер» (Австрія).

Для подрібнення рослинних решток, які використовують як добриво, застосовують подрібнювачі вітчизняного виробництва ПН-2,0, ПН-4,0 (ТОВ НВП «БілоцерківМАЗ»); ПРН-4,5 (Красилівський машинобудівний завод) і зарубіжного John Deere 120, моделі RC і RM (компанії-виробники RHINO і KUNH).

#### *Машина для внесення твердих мінеральних добрив*

Ці машини складаються з таких основних вузлів: рами, бункера, подавального і дозуючих пристроїв, механізмів регулювання розподілу добрив [3].

Для підвищення забезпеченості ґрунтів елементи живлення агрегати для внесення добрив комплектують механізмами, які забезпечують рівномірність розміщення добрив на поверхні ґрунту. Це складає одну з найважливіших вимог до функціональних властивостей таких машин [2].

Цей показник досягається завдяки застосуванню примусових дозаторів, забезпечення подачі добрив із бункера пропорційно швидкості руху агрегату, використанням електронних засобів контролю частоти обертання розсіваючих дисків і дози внесення добрив, а також застосуванням приладів для визначення робочої ширини захвату розкидачів та її утримання в процесі виконання технологічних операцій.

В переважній більшості розкидачів гранул мінеральних добрив використовують диски з лопатками (рис. 1.1а), які розміщуються під дозатором і приводяться в рух навколо вертикальної осі з частотою 400-1000 об/хв. Гранули мінеральних добрив надходять на робочу поверхню диска, що обертається.

Під дією відцентрових сил гранули з прискоренням розповсюджуються на робочій поверхні диска вздовж лопаток від центра диска до периферії (рис. 1.1а,д).

Ширина внесення добрив регулюється від 5 до 36 метрів при нерівномірності розкидання 7-15% [4].

Начіпні розкидачі мають бункер у формі зрізаної піраміди або конуса (рис. 1.1, рис. 1.2), повернені зменшеною основою до низу, що забезпечує гравітаційне надходження добрив у дозувальні пристрої, котрі подають їх на розсіювальні диски.

Розкидачі збільшеної вантажопідйомності виготовляють дводисковими з окремими дозувальними пристроями для кожного диска [5].

Машини РСТД-4, РСТД-8, МВУ-5, МРД-4 призначені для транспортування і суцільного поверхневого внесення твердих сипких, гранульованих і кристалічних мінеральних добрив (рис. 1.1б, в, г,е). Тип розкидаючих органів - дводисковий, однодисковий. Машини складаються з кузова, ходової системи, транспортера, привода робочих органів, дозувальних заслінок, напрямників,

розсіювальних дисків.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.1 - Розкидачі мінеральних добрив виробництва «Ковельсільмаш», «Агроммаш»: а) процес внесення мінеральних добрив; б) РСТД-8 (Україна); в) МБУ-5(Україна); г) МРД-4 (Україна); д) РУ-1000

(Білорусь); е) РСТД-4 (Україна)

Задні борти мають вікно для виходу добрив і напрямні для встановлення дозувальної заслінки. Основні технічні характеристики розкидачів цієї групи наведені в таблиці 1.1.

Перевагами вітчизняних машин для розкидання добрив є низька вартість відносно закордонних виробників; до недоліків відносять: велику металоємкість конструкцій, відносно нерівномірність внесення добрив і велику енергозатратність.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики машин для внесення твердих мінеральних добрив виробництва ВАТ «Ковельсільмаш»

| Параметри                          |             | Марка машини |               |
|------------------------------------|-------------|--------------|---------------|
|                                    |             | РСТД-8       | РСТД-4        |
| Несуча здатність, т                |             | 8            | 4,5           |
| Об'єм бункера, м <sup>3</sup>      |             | 8            | 4             |
| Висота завантаження, мм            |             | 2300         | 2800          |
| Частота обертання диску, об/хв..   |             | 370, 860     | 300, 400, 500 |
| Тип розсіюючих органів             |             | дводисковий  | дводисковий   |
| Робоча ширина розкидання добрив, м |             | 8.. 12       | 4.8           |
| Робоча швидкість, км/год           |             | до 15        | до 15         |
| Маса, т                            |             | 2800         | 1700          |
| Габаритні розміри                  | довжина, мм | 6300         | 5100          |
|                                    | ширина, мм  | 2190         | 2250          |
|                                    | висота, мм  | 2300         | 2800          |

Розкидачі мінеральних добрив РУ-1000 (рис. 1.1д), РУ-1600, РУ-3000, РУ-7000 (рис. 1.2а), МТТ-4У (рис. 1.2б) (виробник «Бобруйськагромаш», Білорусія) призначені для поверхневого внесення твердих мінеральних добрив у гранульованому і кристалічному вигляді, а також для підживлення озимих

зернових культур (у ранній стадії розвитку) і пасовищ. Основні технічні характеристики цих машин наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Технічні характеристики машин для внесення твердих мінеральних добрив ВАТ «Бобруйскагроماش»

| Параметри                       |             | Марка машини |           |           |           |            |
|---------------------------------|-------------|--------------|-----------|-----------|-----------|------------|
|                                 |             | РУ-1000      | РУ-1600   | РУ-3000   | РУ-7000   | МТТ-4У     |
| Вантажопідйомність, т           |             | 1,0          | 1,6       | 3,0       | до 8,0    | 4,0        |
| Робоча ширина внесення, м       |             | 12...28      | до 28     | до 28     | 15...24   | 8...24     |
| Габаритні розміри               | довжина, мм | 1,1          | 1,2       | 3,1       | 6,3       | 5,6        |
|                                 | ширина, мм  | 2,0          | 2,6       | 2,6       | 2,8       | 2,24       |
|                                 | висота, мм  | 1,2          | 1,42      | 2,54      | 2,7       | 2,15       |
| Маса, т                         |             | 0,5          | 0,5       | 1,25      | 5,0       | 2,6        |
| Дози внесення, кг/га            |             | 40...1100    | 40...1100 | 40...1100 | 40...1100 | 100...2000 |
| Продуктивність, га/год          |             | до 25        | 25        | 25        | 16...24   | 25         |
| Агрегатування з трактором класу |             | 1,4          | 2,0       | 0,9...1,4 | 2,0       | 1,4        |
| Тип тягово-зчіпного пристрою    |             | НУ-2         | НУ-2      | ТСУ-1Ж    | ТСУ-3В    | ТСУ-2      |

Фірма «AMAZONE» (Німеччина) поставляє на світовий ринок розкидачі мінеральних добрив оснащені дисками з двома, чотирма і шістьма лопатками, які приводяться в рух від валу відбору потужності через редуктор або гідропривод. На машинах цієї фірми лопатки на розсіювальних дисках кріплять з можливістю зміни їх положення відносно радіуса диска, що дає змогу в значних межах (5-36м) змінювати ширину внесення добрив [2].

Розкидачі ZA-M ultraID105 (рис. 1.2в) фірми AMAZONE належать до класу машин з найвищою продуктивністю та високою точністю внесення добрив. Регулювання та контроль дози внесення добрив встановлюють електричні системи, що забезпечують стабільність внесення добрив за будь-якої швидкості

руху агрегату та ширини його захвату [6].



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.2 - Зарубіжні розкидачі мінеральних добрив: а) PY-7000 «Бобруйскагромаш» (Білорусь); б) МТТ-4У «Бобруйскагромаш» (Білорусь); в) фірма AMAZONE (Німеччина); г) FERTI-2 (Словенія) ; д) SIPMA N-049 (Польща); е) ENTIUM (Великобританія).

Основний бункер має об'єм 3,0 м<sup>3</sup>, за допомогою насадок може бути збільшеним до 3,6 м<sup>3</sup>. При використанні високотехнологічних дисків внесення добрив можна, з високою точністю, здійснити на робочу ширину до 48 метрів (карбамід до 36 м). Всі елементи системи розкидання виготовлені з нержавіючої сталі. Привод дводискового розкидача AMAZONE - редуктор, який знаходиться в масляній ванні. Вбудована система захисту від перевантаження захищає редуктор від руйнування. Завдяки низькій і постійній частоті обертання (720 об/хв) гранули добрив плавно прискорюються не руйнуючись [6].

Розкидач FERTI-2 (Словенія) (рис. 1.2г) оснащений двома розкидаючими дисками. Використовують його для всіх видів мінеральних добрив. У нижній частині контейнера розміщені розкидаючі пластини та лопатки, які виготовлені із якісних нержавіючих матеріалів. Рівномірне розкидання добрив забезпечують дві відцентрові пластини, які приводяться в рух від валу відбору потужності через редуктор. Для вирівнювання розкидання, в кожну пластину вмонтовані дві рухомі регульовані лопаті, які здійснюють функцію розкидання добрив на бажану ширину поверхні. Інноваційна конструкція розкидача (контейнер, який перевертається) дозволяє просто та якісно виконати очищення в кінці експлуатації.

Машина SIPMA N-049 (Польща) (рис. 1.2д) характеризуються високою надійністю, рівномірністю та точним регулюванням внесення добрив. Розсіваючі диски оснащені двома парами лопатей, які дозволяють розсіювати добрива в межах робочої ширини 10-28 м. Найважливіші особливості розкидача N-049: дозуючі отвори розташовані поблизу осей розсіваючих дисків; пружинна мішалка, яка працює за принципом маятника; додаткові розсіваючі диски для роботи на краях поля; сита, які запобігають попаданню в зону висіву забруднень або грудочок добрив, які злежалися; брезентовий тент, який дозволяє працювати незалежно від атмосферних умов. Основні розсіваючі елементи, такі як диски та лопаті виконані з нержавіючої сталі. Компактна та міцна конструкція гарантує тривалу та надійну роботу розкидача [6].

Розкидач добрив Maxi AGREX (Італія) оснащений системою регуляції, яка

дозволяє виконувати розкидання від 12 до 24 м без розбирання та заміни дисків і лопатей. Причіпний розкидач добрив моделі Махі з приводом від ВВП застосовують для розкидання твердих мінеральних добрив у гранулах, насіння, піску і солі [6].

Розкидач добрив ENTIUM (Великобританія) (рис. 1.2е) призначений для розкидання мінеральних добрив на ширину до 36 метрів (залежно від комплектації). Розкидач оснащений розкидаючими дисками (ширина розкидання до 36 м), шнеком (ширина внесення 6-12м), вітрозахисним екраном (ширина розкидання до 12 м).

Розподільчі диски з поворотними лопатками дозволяють розподіляти добрива з високою точністю. Завдяки низькій та відповідно стабільній частоті обертання диска (720 об/хв) гранули добрив рівномірно прискорюються не руйнуючись [6].

До переваг розкидачів мінеральних добрив зарубіжного виробництва відносять: високу технологічність і точність внесення добрив, надійність металоконструкції, зручне регулювання режимів розкидання. Недоліки - висока вартість, складність в обслуговуванні.

#### *Машини для внесення твердих органічних добрив*

Внесення органічних добрив підвищує врожайність сільськогосподарських культур, покращує якість вирощеної продукції та агрофізичні властивості ґрунту, його водний і повітряний режими.

Для внесення твердих органічних добрив використовують причіпні машини кузовного типу з горизонтальними барабанами та роторами. Основними несучими функціональними складовими розкидачів твердих органічних добрив є рама, ходова частина, кузов (днище якого обладнано пластинчастим конвеєром із ступінчастим регулюванням швидкості руху), робочого органу і механізму приводу.

Привод робочих органів розкидача органічних добрив здійснюється від валу відбору потужності трактора безпосередньо через карданну передачу.

В Україні розкидачі для внесення твердих органічних добрив виробляють ДП ВАТ «Ковельсільмаш», ДП «Агроммаш» ННЦ «ІМЕСГ», ВАТ «Білоцерківсільмаш». ВАТ «Ковельсільмаш» виготовляє розкидачі МТО-7, РТД-7А, РТД-9, РТД-14, МТО-4, для внесення рідкої органіки РТД-12. ДП «Агроммаш» ННЦ «ІМЕСГ» виготовляє машини МТТ-9, для внесення рідкої органіки МЖТ-Ф-11, МЖТ-Ф-6. ВАТ «Білоцерківсільмаш» виготовляє машини РОУ-6.

Машини РТД-5 (рис. 1.3а) РТД-7А (рис. 1.3б), РТД-9 (рис. 1.3в), РТД-14 (рис. 1.3г), МТО-7 (рис. 1.3д), ПРТ-10 (рис. 1.3е) виробник ВАТ «Ковельсільмаш», призначені для транспортування і суцільного поверхневого внесення твердих органічних добрив. Ці машини обладнані додатковими задніми бортами з гідрофікованим підйомом, що дає можливість використовувати їх для перевезення сільськогосподарських вантажів, а за допомогою вмонтованого в кузов транспортера здійснювати розвантаження машин.

Поздовжній транспортер, який розміщений на днищі кузова розкидача, виготовляють двострічковим або однострічковим конвеєром із використанням якірного ланцюга і металевих планок.

Швидкість поздовжнього конвеєра регулюють за допомогою кулісного механізму [3].

Кожна з цих машин укомплектована нарощуваними бортами, установка з яких дозволяє збільшити об'єм причепа до 10 м . Нарощені борти при знятому розкидаючому пристрої використовують для перевезення зеленої маси, сіна, соломи та ін.

Машини для розкидання твердих органічних добрив агрегатують з колісними тракторами класу 2 і 3, які мають вал відбору потужності з частотою обертання 540 об/хв, гідравлічний гак, панель для під'єднання електрообладнання, пневматичну гальмівну систему.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.3 - Розкидачі органічних добрив виробництва ВАТ «Ковельсільмаш»: а) РТД-5; б) ПРТ-7А; в) РТД-9; г) РТД-14; д) МТО-7; е) ПРТ-10.

Технічні характеристики розкидачів добрив виробництва ВАТ «Ковельсільмаш» наведені у табл. 1.3.

Таблиця 1.3 - Технічні характеристики машин для внесення твердих органічних добрив виробництва ВАТ «Ковельсьільмаш»

| Параметри                                    |             | Марка машини |       |           |           |       |
|----------------------------------------------|-------------|--------------|-------|-----------|-----------|-------|
|                                              |             | РТД-7А       | МТО-7 | РТД-14    | РТД-9     | РТД-5 |
| Вантажопідйомність, т                        |             | 7            | 7     | 14        | 9         | 5     |
| Продуктивність за 1 годину основного часу, т |             | 30           | 25    | 55        | 40        | 25    |
| Робоча швидкість, км/год                     |             | 10           | 10    | 10        | 10        | 10    |
| Транспортна швидкість, км/год                |             | 25           | 25    | 25        | 25        | 25    |
| Робоча ширина внесення добрив, м             |             | 6-9          | 6-9   | 6-9       | 6-9       | 6-8   |
| Ширина колії, мм                             |             | 1800         | 1800  | 1900      | 1860      | 1760  |
| Висота навантаження, мм                      |             | 2600         | 2600  | 2600      | 2600      | 2500  |
| Тиск машини на ґрунту, МПа                   |             | 0,15         | 0,15  | 0,15-0,20 | 0,15-0,20 | 0,15  |
| Доза внесення, т/га                          |             | 15           | 15    | 15        | 15        | 15    |
|                                              |             | 30           | 30    | 30        | 30        | 30    |
|                                              |             | 45           | 45    | 45        | 45        | 45    |
| Габаритні розміри                            | довжина, мм | 6975         | 5800  | 7900      | 7300      | 5800  |
|                                              | ширина, мм  | 2280         | 2600  | 2600      | 2600      | 2250  |
|                                              | висота, мм  | 2600         | 2400  | 2800      | 2600      | 2400  |
| Маса, кг                                     |             | 3600         | 3000  | 5200      | 4300      | 2800  |

На випуску сільськогосподарської техніки, у тому числі розкидачів органічних добрив РОД-6, ПРТ-7, ПРТ-9, ПРТ-10 спеціалізується також Орсільмаш (Запорізька область, Україна). Технічні характеристики розкидача, наприклад ПРТ-9, наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 - Технічні характеристики причіпного розкидача ПРТ-9

| Параметри                                 | Величина |
|-------------------------------------------|----------|
| Вантажопідйомність, т                     | 10       |
| Місткість, м <sup>3</sup>                 | 8        |
| Г абаритна ширина, мм                     | 2500     |
| Г абаритна довжина, мм                    | 7200     |
| Г абаритна висота, мм                     | 2880     |
| Маса, кг                                  | 3500     |
| Транспортна швидкість (не більше), км/год | 30       |
| Робоча швидкість, км/год                  | 12       |
| Дорожній просвіт, мм                      | 370      |
| Продуктивність, т/год                     | 26       |
| Доза внесення, т/га                       | 18-55    |
| Ширина внесення, м                        | 5-8      |
| Агрегують з тракторами, класу             | 3        |

На рисунку 1.4 зображено загальний вигляд машин для внесення твердих органічних добрив деяких зарубіжних фірм: високопродуктивні та надійні в експлуатації ПРТ-7А (рис. 1.4а); МТТ-9 (рис. 1.4б); МТУ-15; МТУ-18 (рис. 1.4в); МТУ-20; МТУ-24 (рис. 1.4г), виробник ВАТ «Бобруйськагроماش» (Білорусія). Технічні характеристики цих машин наведені у табл. 1.5.

Універсальні причепа-розкидачі органічних добрив марки TSW Bergmann (рис. 1.4д) (виробництва Німеччини) характеризуються ефективним внесенням таких добрив, як вапно, компост, фекалії, ґрунт з відстійників, курячий послід з рівномірним розподіленням на поверхні ґрунту. Технічні характеристики цих машин наведені в табл. 1.6.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.4 - Зарубіжні розкидачі органічних добрив: а) ПРТ-7А (Білорусь); б) МТТ-9 (Білорусь); в) МТУ-18 (Білорусь); г) МТУ-24 (Білорусь); д) Bergmann (Німеччина); е) UNIA TYTAN (Польща).

Таблиця 1.5 - Технічні характеристики машин для внесення твердих органічних добрив виробництва ВАТ «Бобруйскагроماش»

| Параметри                           |            | Марка машини |         |                  |                  |         |                  |
|-------------------------------------|------------|--------------|---------|------------------|------------------|---------|------------------|
|                                     |            | МХС-10       | МТТ-9   | МТУ-15           | МТУ-18           | МТУ-20  | МТУ-24           |
| Вантажопідйомність, т               |            | 7,3          | 9,5     | 15,0             | 18,0             | 20,0    | 24,0             |
| Навантажувальна висота по бортах, м |            | 1,8          | 1,9     | 2,75             | 3,1              | 8-12    | 8-12             |
| Габаритні розміри                   | довжина, м | 6,5          | 6,5     | 8,5              | 8,5              | 10,6    | 10,6             |
|                                     | ширина, м  | 2,5          | 2,5     | 2,5              | 2,5              | 2,65    | 2,65             |
|                                     | висота, м  | 1,9          | 2,0     | 3,2              | 3,2              | 3,5     | 3,5              |
| Маса, т                             |            | 3,05         | 3,45    | 5,8              | 6,2              | 6,8     | 7,0              |
| Дози внесення, т/га                 |            | 10...60      | 10...60 | 10...60          | 10...60          | 10...60 | 10...60          |
| Ширина внесення, м                  |            | 5...8        | 5...8   | 8...12           | 8...12           | 8...12  | 8...12           |
| Трактор, кл. т.с.                   |            | 1,4          | 2,0     | 100              | 115              | 120     | 140              |
| Продуктивність, т/год               |            | 60           | 75      | 5,0              | 5,0              | 5,0     | 5,0              |
| Тип тягово-зчіпного пристрою        |            | ТСУ-2        | ТСУ-2   | ТСУ-2/<br>ТСУ-2В | ТСУ-2/<br>ТСУ-2В | ТСУ-2В  | ТСУ-2/<br>ТСУ-2В |

Розкидачі марки UNIA TYTAN (рис. 1.4е) (виробництва Польщі) відповідають експлуатаційним та технологічним вимогам до машин такого класу. Конструктивна система розкидача виготовлена із профільованої сталі, що дозволило досягнути високої міцності та зменшити вагу розкидача. Межі застосування від 5,5 до 10 тонн є оптимальними для малих і середніх господарств.

Зарубіжні виробники розкидачів твердих органічних добрив: «Міро», «Ролланд», «Лебоулх», «Джантіль», «Брімонт» (Франція); «Бергманн», «Фріке», «Кемпер», «Вельгер», «Теббе», «Аннабургер», «Хаве», «Кухманн», «Еберхардт-Менгеле», «Кеенан», «Штраутманн» (Німеччина); «Унія», «Пол-Мот-Варфама» (Польща); СР, «Аг-Хем» (Нідерланди); ЗДТ, «Агрострой-Пельгрімов» (Чехія); «Джі-Еф», «Самсон» (Данія); «Фармтех» (Словаччина); «Агрік-Бемвіч» (Іспанія); «Поттінгер» (Австрія).

Закордонні виробники виготовляють машини у широкому спектрі типорозмірів, кількість моделей - від 4 до 17, місткість кузова змінюється в межах від 5 до 30 м<sup>3</sup>, споживана потужність - від 30 до 130 кВт. Ходову частину

виконують одновісною чи двовісною, а також як триде́м. Спосіб агрегування - причіпні. Типи робочих органів: горизонтальні одновальні чи двовальні бітери з розташованими нижче розкидаючими дисками, вертикальними дво- або чотирьохвальними бітерами, вертикальним диском, встановленим у передній частині кузова.

Горизонтальне розміщення робочих органів використовують виробники: «Амазон», «Аннабургер», «Вельгер», «Кухманн», «Еберхардт-Менгеле», «Теззе», «Сапфір», «Штраутманн», «Хаве» (Німеччина); СР (Нідерланди); «Джантіль» (Франція); «Агрік» (Іспанія); «Пол-Мот Верфама» (Польща); «Фармтех» (Словаччина). Розкидачі з горизонтальними бітерами використовують при розкиданні звичайного підстилкового гною, ширина розкидання - 6...8 м. Для збільшення продуктивності машин нижче горизонтальних лопатевих валів розміщують два диски великого діаметру з лопатками. Це - виробники: СР (Нідерланди); «Міро» (Франція); «Кемпер», «Куксманн» (Німеччина); «Фармтех» (Словаччина); «Поттінгер» (Австрія). Розкидачі твердих органічних добрив з вертикальними дво- чи чотирилопатевими бітерами, якісніше вносять розсипчастий перегній. Вертикально розташовані робочі органи виконують у вигляді лопатевих валів або шнеків такі фірми: «Хаве» (Німеччина); «Лебоулх», «Ролланн», «Джантіль», «Міро» (Франція); «Самсон» (Данія); «Аннабургер», «Штраутманн», «Поттінгер» (Австрія). Часто перед робочими органами встановлюють шибєр, що переміщується перпендикулярно до напрямку руху машини, що запобігає перевантаженню механізму розкидання.

Таблиця 1.6 - Технічні характеристики розкидачів TSW Bergmann  
(Німеччина)

| Параметри             |            | Модель машини TSW |       |       |       |       |
|-----------------------|------------|-------------------|-------|-------|-------|-------|
|                       |            | 2120T             | 3140T | 4190S | 5210S | 6240S |
| Вантажопідйомність, т |            | 8-12              | 14    | 16-19 | 16-22 | 24    |
| Висота бортів, м      |            | 2,38              | 2,45  | 2,58  | 2,8   | 2,8   |
| Габаритні розміри     | довжина, м | 7,52              | 7,74  | 7,74  | 8,45  | 9,40  |
|                       | ширина, м  | 2,15              | 2,50  | 2,55  | 2,55  | 2,55  |
|                       | висота, м  | 3,31              | 3,30  | 3,25  | 3,30  | 3,30  |

Великогабаритні розкидачі марки UNIA TYTAN вантажопідйомністю 14...18 тонн, ефективні та універсальні для великих господарств. Несуча конструктивна система цих машин оптимізована і забезпечує надійність виконання технологічних процесів, що відповідає технічним вимогам. До складу конструкції кузова цих машин входить гідравлічний привод транспортера, який гарантує надійність роботи розкидача.

Ширина внесення органічних добрив регулюється компоновкою розкидаючих пристроїв. Наприклад, внесення добрив на ширину від 12 до 24 м забезпечують горизонтальні дискові пристрої; на ширину 8-12 м - двовальцеві вертикальні пристрої; на ширину до 8 м - чотиривальцеві вертикальні пристрої.

Тут варто відзначити, що система для подачі органічних добрив на розкидаючі пристрої компонується з чотирьох ланцюгів, таким чином забезпечується точне дозування і подрібнення добрив до заданої норми розкидання. Транспортёр обладнаний гідравлічним приводом, що дає змогу працювати без значних динамічних навантажень. Конструкція шасі типу тандем та широкі колеса дозволяють розкидачу працювати у складних польових умовах. Технічні характеристики розкидачів наведені у табл. 1.7. Технічні характеристики розкидачів органічних добрив UNIA Tytan 18/Tytan 24 (Польща)

Таблиця 1.7 - Технічні характеристики розкидачів

| Параметри                       |            | Модель машини |          |
|---------------------------------|------------|---------------|----------|
|                                 |            | Tytan 18      | Tytan 24 |
| Вантажопідйомність, т           |            | 14            | 18       |
| Габаритні розміри               | довжина, м | 7,93          | 9,43     |
|                                 | ширина, м  | 2,6           | 2,6      |
|                                 | висота, м  | 3,13          | 3,25     |
| Г горизонтальний дисковий, м    |            | 16-24         |          |
| Двовальцевий вертикальний, м    |            | 18-12         |          |
| Чотиривальцевий вертикальний, м |            | 6-9           |          |
| Робоча швидкість, км/год        |            | 4-8           |          |

Особливості технологічних та технічних характеристик (параметрів) зарубіжних машин для внесення органічних добрив порівняно з вітчизняними: якісніше подрібнюють органічні добрива; реверсивність гідравлічного приводу робочого транспортера, що забезпечує плавне регулювання його швидкості, тобто і дози внесення добрив; реверсивний гідропривод транспортера дозволяє одним перемиканням важеля гідророзподільника трактора включити зворотний хід на випадок заклинювання барабанів сторонніми предметами; застосування в конструкції пружних натяжних зірочок підвищує надійність роботи приводу і забезпечує автоматичний натяг ланцюгів приводу та сприяє загальному покращенню умов праці механізатора; підвищується поперечна стійкість машини.

Основні недоліки причіпних розкидачів твердих органічних добрив вітчизняного виробництва - велика нерівномірність роботи і потреба у подвійному заїзді транспортних засобів на поле, що призводить до підвищеного ущільнення ґрунту; значні вібрації робочих органів; низька щільність розкидання добрив; поломки несучих систем.

Сучасні світові тенденції розвитку машин для внесення органічних добрив - це збільшення продуктивності, енергозбереження та екологічності машин, якість виконання технологічного процесу внесення добрив. Перспективні напрямки розвитку машин для внесення органічних добрив в Україні: розробка причіпних машин кузовного типу з вертикальними валами; додаткове обладнання нових та існуючих моделей розкидальними дисками з лопатками при автоматичному керуванні за параметрами технологічного процесу внесення добрив. Такі конструктивні заходи дозволять підвищити якість внесення добрив, сприятимуть зміні структури ґрунтів, і, як наслідок, підвищенню врожайності сільськогосподарських культур, покращення екологічного стану загалом [3].

## **1.2. Аналіз причин виходу з ладу базових несучих конструктивних систем розкидачів твердих органічних добрив**

Для виявлення причин відмов і руйнування конструкцій мобільних

сільськогосподарських машин розглядають їх експлуатаційну навантаженість, яка характеризується сукупністю статистичних показників процесів, що проходять у машинах, їх системах й агрегатах в умовах звичайної експлуатації в усіх природно-кліматичних зонах, для яких машина призначена.

Експлуатаційна навантаженість є основою оцінки показників надійності машини у процесі її проектування, доробки та модернізації [7].

Модель зовнішніх впливів на конструкцію сільськогосподарської машини включає: характер навантажень; статичні навантаження, максимальні динамічні зусилля і стохастичні навантаження [8].

Машина або її елемент може втрачати працездатність як поступово так і миттєво. При випробуваннях чи експлуатації виникають відмови, що носять технічний або технологічний характер.

Основні поломки машин поділяють на: експлуатаційні, викликані виконанням машинами технологічних процесів у жорстких рельєфних і кліматичних умовах, і конструктивні, через недосконалість самої конструкції.

Аналізом відмов несучих конструктивних систем зернозбиральних комбайнів встановлено, що причинами виникнення відмов є: конструкційні - 16%; виробничі - 32%, експлуатаційні - 50% [9].

Спостереження за роботою сільськогосподарських машин, зокрема розкидачів твердих добрив, показують, що роботоздатність порушується не тільки через поступову появу руйнувань різного типу, але через порушення технологічного процесу при потраплянні в робочі органи сторонніх предметів, що призводять до раптової відмови.

Вихід з ладу будь-якого функціонального органу сільськогосподарської машини, в тому числі несучої конструктивної системи, подія пов'язана із зупинкою машини і припиненням виконання технологічного процесу [10].

Несучі системи розкидачів твердих органічних добрив марки ПРТ складаються зі стержнів відкритого та закритого профілів, які з'єднанні зварюванням [11].

Відмова рамної конструкції від подальшої експлуатації може відбуватися у

випадках руйнування окремих її стержнів, або їх з'єднань. В більшості випадків руйнування відбувається за рахунок силових навантажень, агресивного середовища, тертя та інших факторів.

Під дією цих факторів відбуваються такі зміни в матеріалах конструктивних систем: пластичні деформації, втомлюваність за рахунок циклічних навантажень, корозійні руйнування, а також руйнування за рахунок зношування деталей в зонах активного тертя [2, 9].

В несучих системах рамних конструкцій найчастіше виникають втомні руйнування внаслідок виникнення тріщин від довготривалих повторно-змінних навантажень. Аналіз дольового співвідношення відмов функціональних органів і систем мобільних сільськогосподарських машин вказує на те, що 20-27% від кількості відмов припадає на несучі конструктивні системи [9].

Спостереження відмов несучої системи тракторів Т-150, Т-150К складають 4%, для комбайнів СК-6 «Колос» - 10% [9].

Під час огляду рамних конструкцій розкидачів твердих органічних добрив марки ПРТ, встановлено, що однією із характерних поломок є руйнування рамних конструкцій в зонах зварних з'єднань.

Характерними руйнуваннями основної несучої системи розкидача твердих органічних добрив ПРТ-9 є зони зварних приєднань траверс (поперечин) прямокутних пустотілих поперечних перетинів до лонжерону Z-подібного відкритого поперечного перетину в задній (рис. 1.5а, б) та в передній частинах причепа (рис. 1.5в, г). Виявлено також руйнування лонжерона в місці кріплення колісної підвіски (рис. 1.5е).

Перетини несучої системи, де виникають дефекти, типу тріщин ремонтують накладанням металевих пластин (рис. 1.5д).

Аналізуючи зображені на рис. 1.5 типові пошкодження тримких конструкцій розкидачів твердих органічних добрив можна виділити два основні їх види: експлуатаційні та конструктивні. Експлуатаційні поломки виникають при виконанні машиною технологічного процесу в експлуатаційних умовах (вібрації, динамічні навантаження, рельєфні та кліматичні умови).

Причиною виходу з ладу несучих систем є також недоліки при проектуванні, тобто неврахування концентраторів напружень у зварних з'єднаннях, неправильно підібрані поперечні перетини елементів конструкції, неврахування перевантажень у реальних умовах експлуатації.



а)



б)



в)



г)

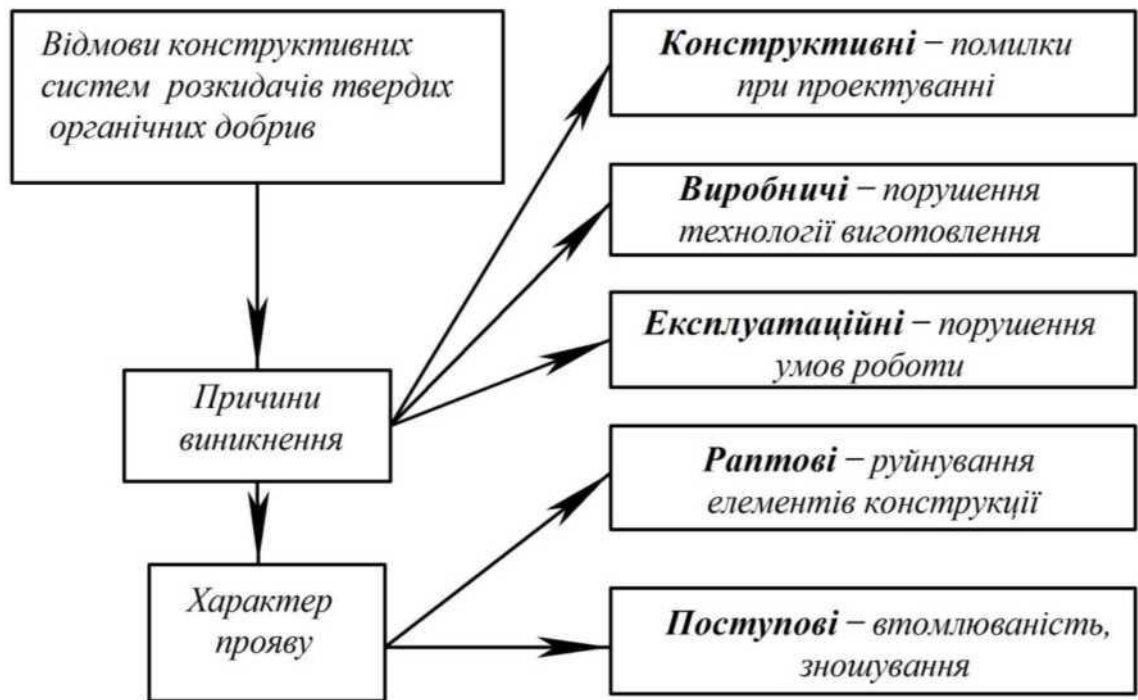


д)



е)

Рисунок 1.5 - Характерні руйнування конструктивної системи розкидача ПРТ



Класифікація недоліків несучих систем розкидачів твердих органічних добрив зображена на рисунку 1.6.

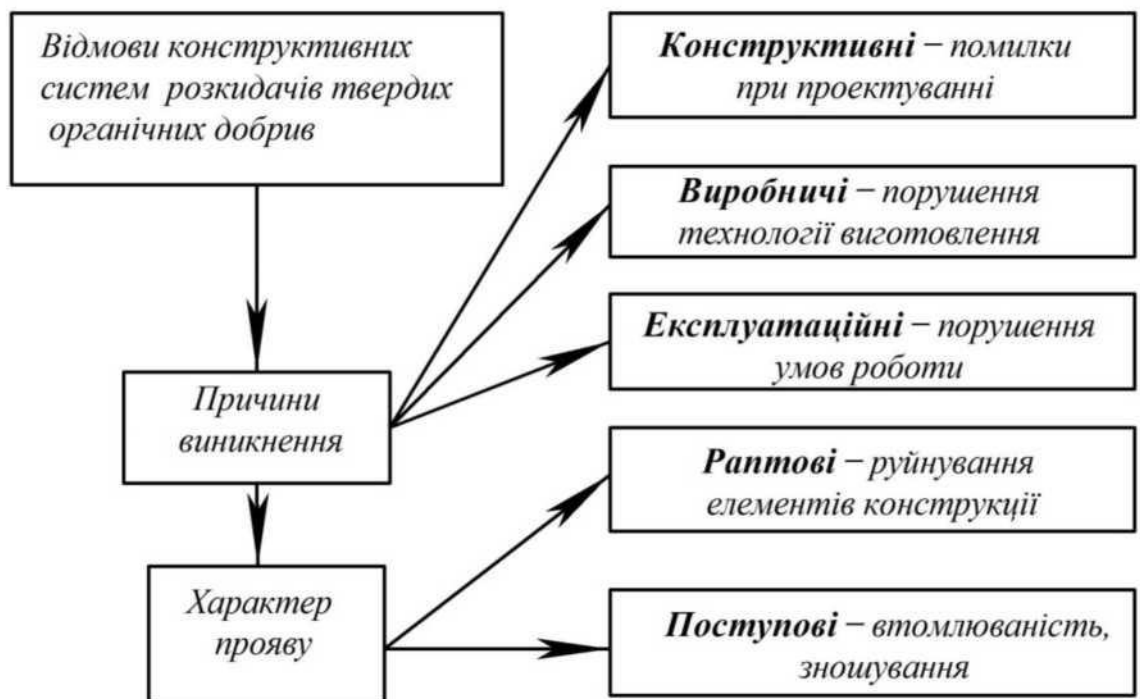


Рисунок 1.6 - Класифікація недоліків базових несучих систем розкидачів твердих органічних добрив

Конструктивні системи розкидачів твердих органічних добрив є основою,

на яку монтують кузов і механізми для подачі та розкидання добрив. У даному випадку дуже важко, особливо для конструктивних систем з відкритого профілю, досягнути, щоб навантаження прикладалися в центрі згину таких профілів. Це є причиною того, що елементи тримких рам перебувають в умовах надзвичайно небезпечного типу деформації - стисненого кручення. Крім того, такі рами працюють в умовах інтенсивних динамічних навантажень, що може бути причиною появи і розвитку в металоконструкціях тріщин.

Для забезпечення необхідної міцності та довговічності конструктивних систем з одного боку, і, з метою зменшення металомісткості рам при великих запасах міцності, з іншого, важливим є прогнозування тріщин від втоми в умовах циклічного навантаження [12].

## **РОЗДІЛ 2**

### **ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ**

#### **2.1 Обґрунтування додаткових аналітичних досліджень**

Внесення твердих органічних добрив проходить при постійному динамічному навантаженні, рух машини по ріллі. Це негативно впливає на втомну міцність зварної конструктивної системи. У більшості випадків найбільш вразливими місцями є зварні з'єднання та місця елементів рами, що знаходяться біля них. В цих зонах діють великі концентратори напружень викликані технологічним процесом зварювання, тобто нагріванням до високих температур з наступним охолодженням. Крім цього, в місцях зварних з'єднань проходить перепад жорсткостей, що також негативно впливає на довговічність рамної конструкції в цілому [13].

Зварні з'єднання рами розкидача твердих добрив передають значну кількість силових факторів. У більшості випадків внутрішні силові фактори стисненого кручення невраховані при розрахунках на міцність зварних вузлів. Визначення достовірного напруженого стану конструктивних систем, а особливо у випадках коли в рамах одночасно використовується закриті та відкриті тонкостінні поперечні перетини, є потреба у визначенні напружень від дії всіх внутрішніх силових факторів. Значну долю напружень складають напруження від дії внутрішніх силових факторів стисненого кручення [14, 15, 16]. Виникнення деформації стисненого кручення відбувається у випадках коли в жорстко закріплених елементах рами діють крутні моменти.

Візуальний аналіз рамних конструкцій розкидачів твердих добрив показав, що найбільш частіше руйнування зварних з'єднань відбувається у задній частині рами. У даному випадку це з'єднання прямокутної поперечини з несучою балкою розкидача (рис. 2.1).

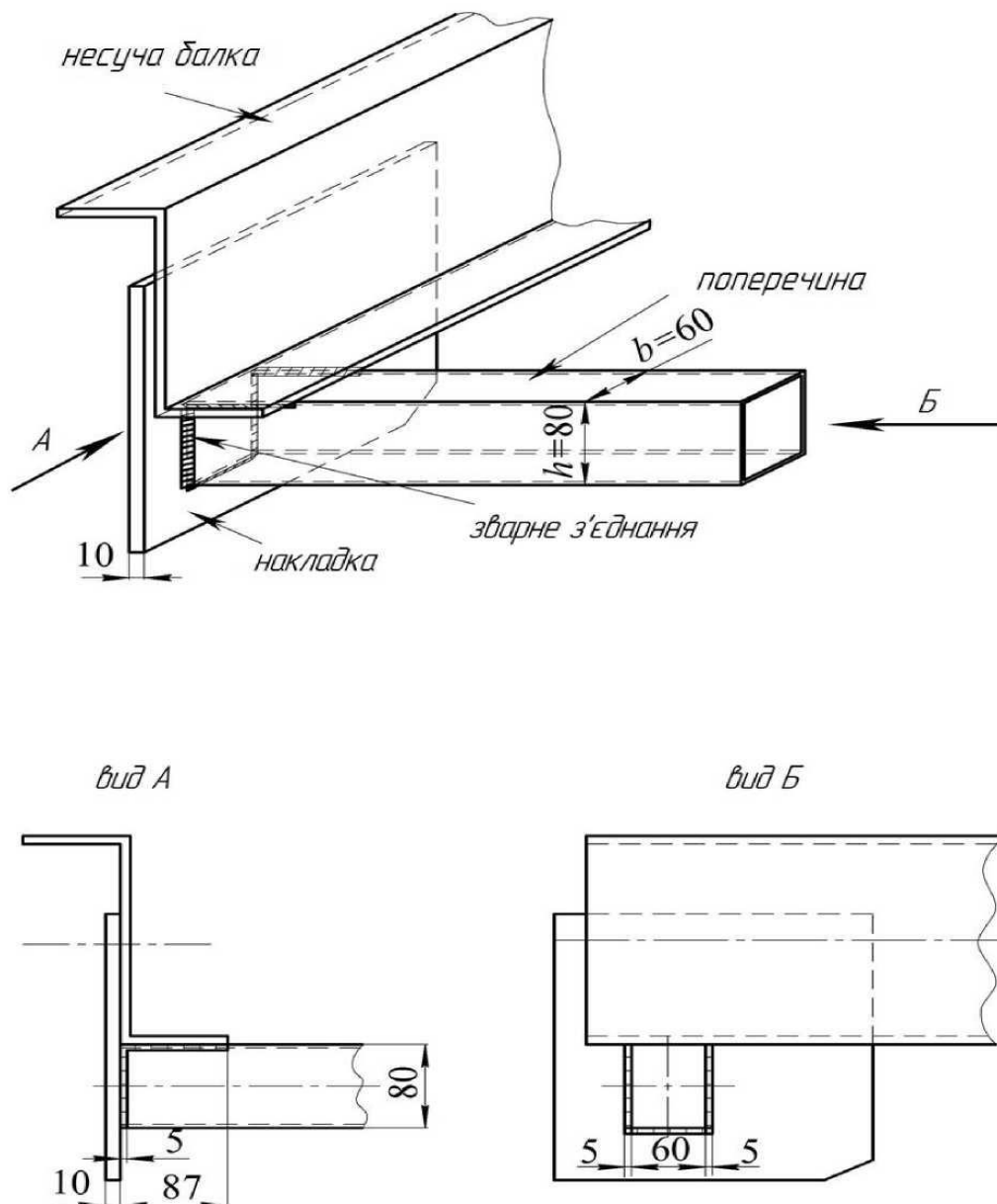


Рисунок 2.1 - Зварне з'єднання поперечини з несучою балкою

У розкидачах твердих органічних добрив виникнення крутних моментів в поперечинах відбувається протягом всього періоду експлуатації, а саме: при несиметричному навантаженні технологічного матеріалу, при їзді по бездоріжжю, наїзді на груді ґрунту і. т.д. Для детального аналітичного дослідження використовуємо аналітичні результати [17-20]. Відповідно в даному зварному з'єднанні діють:  $Q = 7750H$ ;  $K_o = 1420H \cdot m$ . Слід зауважити, що крутний момент  $K_o$ , постійно діє вздовж всієї довжини поперечини та він спричиняє виникненню деформації стисненого кручення.

## 2.2 Конструктивні розрахунки зварного вузла без врахування силових факторів стисненого кручення

Схематизуємо переріз зварного вузла поперечини з несучою балкою, припускаємо, що він знаходиться в одній площині (рис. 2.2).

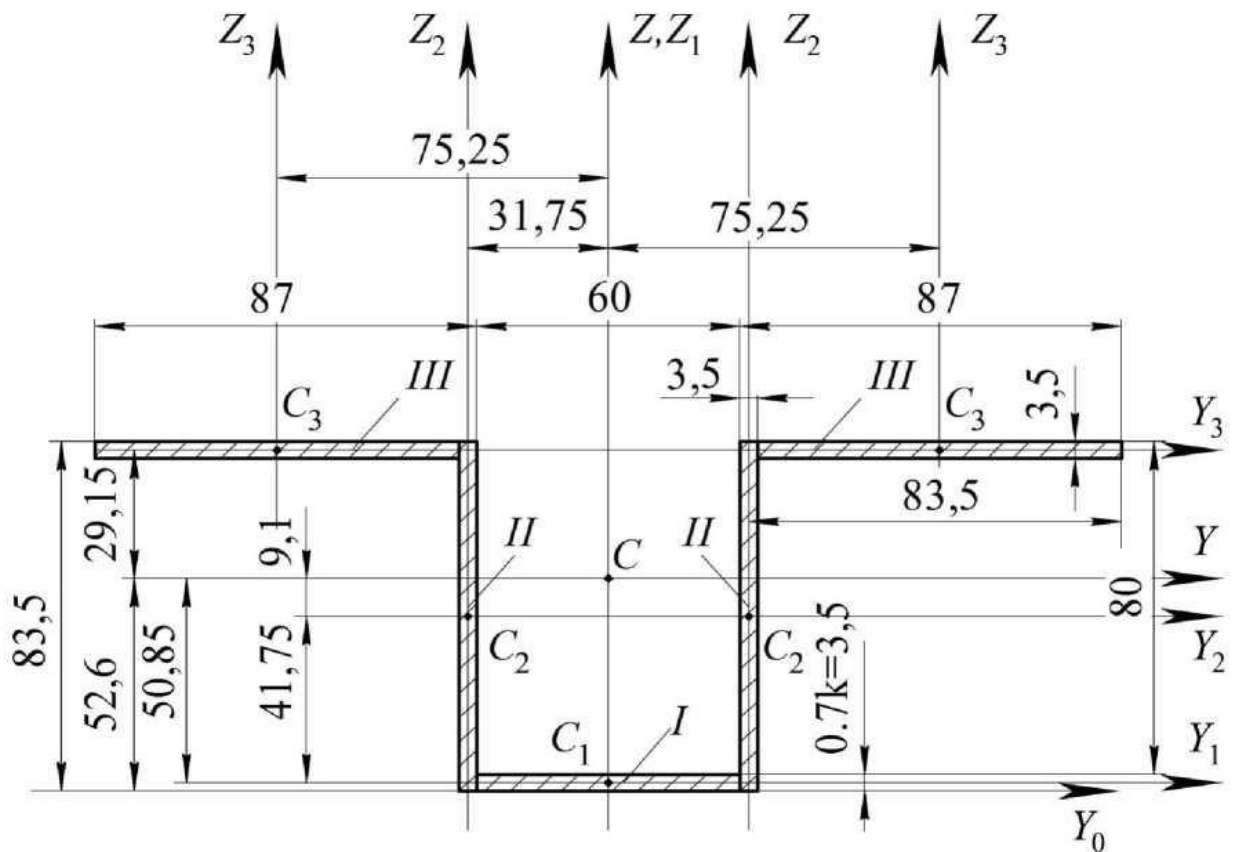


Рисунок 2.2 - Схематизація зварного вузла

З літературних джерел [21] відомо, що руйнування матеріалу зварки проходить в площині мінімального опору в якій  $\delta = k \cdot \sin(45^\circ) \approx 0,7 \cdot k$ ,  $k = 5 \text{ мм}$  - катет шва.

У зварному вузлі діють поперечна сила  $Q$  та крутний момент  $K_0$ .

Векторна схема розподілу дотичних напружень та їх напрямки показані на рисунку 2.3.

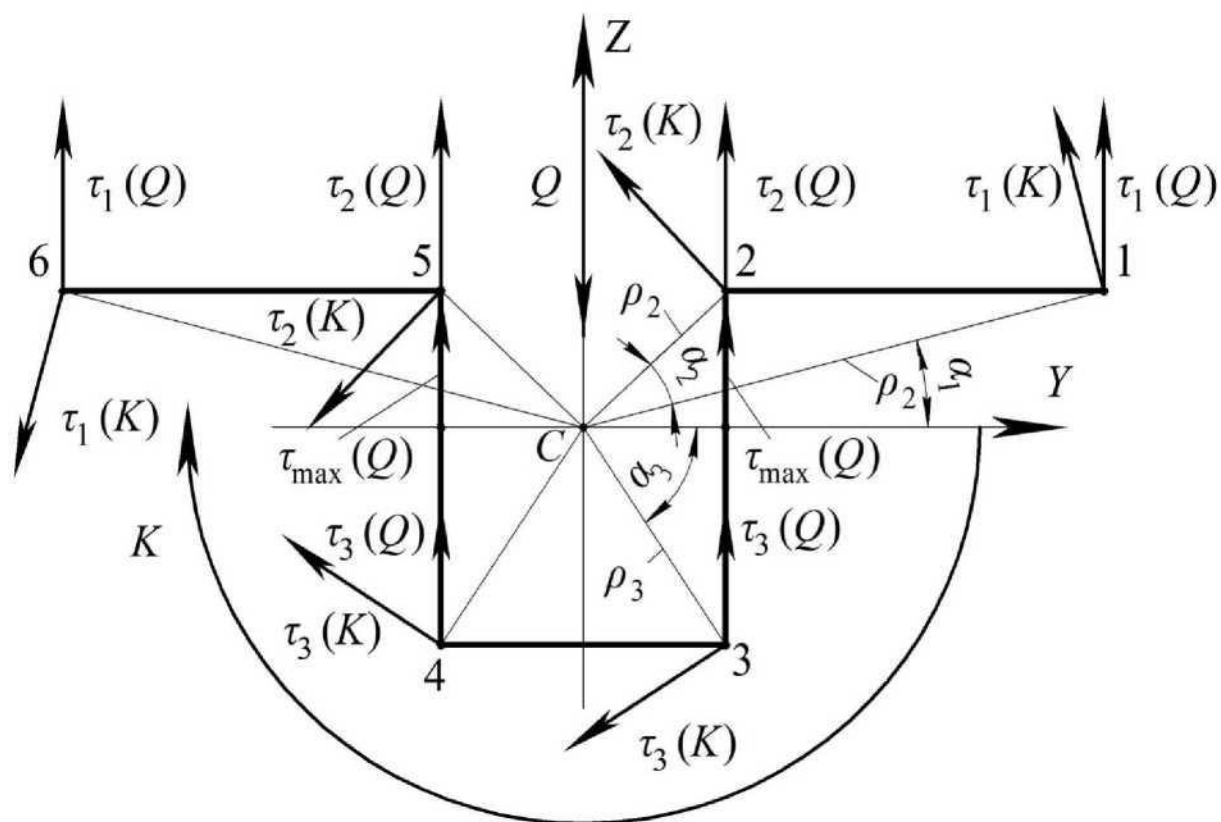


Рисунок 2.3. Векторна схема напрямків напружень

Напруження визначаємо за формулами [3].

$$\tau_{K_i} = \frac{K_0}{I_p} \rho_i, \quad (2.1)$$

$$\rho_i = \sqrt{y_i^2 + z_i^2}; \quad (2.2)$$

$$\tau_{Q_i} = \frac{Q \cdot S_Y(z)_i}{b_i \cdot I_Y}, \quad (2.3)$$

де  $\rho_i$ ,  $y_i$ ,  $z_i$  - координати точки для якої визначаємо напружений стан;

$I_p$  - полярний момент інерції поперечного перетину зварного з'єднання;

$$I_p = I_Y + I_Z,$$

$I_Y$ ,  $I_Z$  - осьові моменти інерції зварного з'єднання бо бісекторній площині;

$S_Y(z)$  - статичні моменти елементів площ відносно центральної осі поперечного перетину зварного з'єднання;

$$S_Y(z)_i + F_i \cdot z_i,$$

$F_i$  - площа і-го елемента зварного з'єднання.

Поперечний переріз бісекторної площини є симетричний відносно осі Z.  
Визначаємо координату центра ваги [3].

$$z_C = \frac{\sum_i^3 (S_{y_0})}{\sum_i^3 (F_i)}, \quad (2.4)$$

$$z_C = \frac{F_1 \cdot \frac{3,5}{2} + 2 \cdot F_2 \cdot 3,5 \frac{(80+3,5)}{2} + 2 \cdot F_3 \cdot \left(3,5 + 80 - \frac{3,5}{2}\right)}{F_1 + 2 \cdot F_2 + 2 \cdot F_3},$$

де  $S_{y_0}$  - момент площі перерізу відносно осі  $Y_0$ ;

$F_i$  – величина площі поперечного перерізу і-ої складової;

$$F_1 = 60 \cdot 3,5 = 210 \text{ мм}^2;$$

$$F_2 = (80 + 3,5) \cdot 3,5 = 292,25 \text{ мм}^2;$$

$$F_2 = (80 + 3,5) \cdot 3,5 = 292,25 \text{ мм}^2;$$

Таким чином

$$z_C = \frac{210 \cdot \frac{3,5}{2} + 2 \cdot 292,25 \cdot 3,5 \frac{(80+3,5)}{2} + 2 \cdot 292,25 \cdot \left(3,5 + 80 - \frac{3,5}{2}\right)}{210 + 2 \cdot 292,25 + 2 \cdot 292,25} = 52,6 \text{ мм}$$

Проводимо центральні осі YZ графічно визначаємо координати до центрів окремих площ дані відрізки заносимо на рисунок 2.2.

Осьові моменти інерції відносно головних центральних осей YZ [3]:

$$I_Y = I_{Y_1} + F_1 \cdot 50,85^2 + 2 \cdot (I_{Y_2} + F_2 \cdot 9,1^2) + 2 \cdot (I_{Y_3} + F_3 \cdot 29,15^2), \quad (2.5)$$

$$I_Z = I_{Z_1} + 2 \cdot (I_{Z_2} + F_2 \cdot 31,75^2) + 2 \cdot (I_{Z_3} + F_3 \cdot 75,25^2), \quad (2.6)$$

де  $I_Y, I_{Y_1}, I_{Y_2}, I_{Y_3}, I_Z, I_{Z_1}, I_{Z_2}, I_{Z_3}$  – геометричні характеристики складових поперечного перерізу.

Проводимо числові визначення геометричних характеристик, які входять у формули (2.5, 2.6)

$$I_{Y_1} = \frac{60 \cdot 3,5^3}{12} = 214 \text{ мм}^4, \quad I_{Y_2} = \frac{3,5 \cdot 83,5^3}{12} = 16,98 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

$$I_{Y_3} = \frac{3,5^3 \cdot 83,5}{12} = 298,3 \text{ мм}^4.$$

$$I_{Z_1} = \frac{60^3 \cdot 3,5}{12} = 6,3 \cdot 10^4 \text{ мм}^4, \quad I_{Z_2} = \frac{3,5^3 \cdot 83,5}{12} = 298,3 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

$$I_{Z_3} = \frac{3,5 \cdot 83,5^3}{12} = 16,98 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Остаточні величини осьових моментів інерції дорівнюють

$$I_Y = 214 + 210 \cdot 50,85^2 + 2 \cdot (16,98 \cdot 10^4 + 292,25 \cdot 9,1^2) + 2 \cdot (298,3 + 292,25 \cdot 29,15^2) = 142,8 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

$$I_z = 6,3 \cdot 10^4 + 2 \cdot (298,3 \cdot 10^4 + 292,25 \cdot 31,75^2) + \\ + 2 \cdot (16,98 \cdot 10^4 + 292,25 \cdot 75,25^2) = 430,2 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Тоді полярний момент інерції перетину зварного з'єднання

$$I_p = 142,8 \cdot 10^4 + 430,2 \cdot 10^4 = 573 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Визначаємо статичні моменти площ (див. рис. 2.2)

$$S_Y(z)_{1,2,5,6} = 2 \cdot (87 \cdot 3,5) \cdot 29,15 = 17,75 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

$$S_Y(z)_{\max} = 2 \cdot (87 \cdot 3,5) \cdot 29,15 + 2 \cdot \left( 29,15 - \frac{3,5}{2} \right) \cdot 3,5 \times \\ \times \frac{1}{2} \cdot \left( 29,15 - \frac{3,5}{2} \right) = 20,38 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

$$S_Y(z)_{3,4} = 3,5 \cdot (60 + 7) \cdot 50,85 = 11,92 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

$$b_1 = b_2 = b_3 = b_4 = b_5 = b_6 = 2 \cdot 3,5 = 7 \text{ мм}.$$

### 2.3 Розрахунки на міцність зварного вузла від загального крутного моменту та поперечної сили

Визначаємо дотичні напруження від дії крутного моменту в характерних точках зварного з'єднання за формулою (2.1, 2.2) (рис. 2.2, 2.3) [15].

$$\tau_{K_1} = \frac{1420 \cdot 10^3}{573 \cdot 10^4} \sqrt{117^2 + 32,65^2} = 30,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_{K_2} = \frac{1420 \cdot 10^3}{573 \cdot 10^4} \sqrt{30^2 + 32,65^2} = 11,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_{K_3} = \frac{1420 \cdot 10^3}{573 \cdot 10^4} \sqrt{33,5^2 + 50,85^2} = 15,1 \text{ МПа};$$

Внаслідок симетрії перетину відносно осі Z:

$$\tau_{K_4} = \tau_{K_3} = 15,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_{K_5} = \tau_{K_2} = 11,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_{K_6} = \tau_{K_1} = 30,0 \text{ МПа};$$

Дотичні напруження від дії перерізуючої сили в характерних точках матеріалу зварки:

$$\tau_{Q_{(1,2,5,6)}} = \frac{7750 \cdot 17,75 \cdot 10^3}{7 \cdot 142,8 \cdot 10^4} = 13,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{Q_{(3,4)}} = \frac{7750 \cdot 11,92 \cdot 10^3}{7 \cdot 142,8 \cdot 10^4} = 9,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_{Q_{(MAX)}} = \frac{7750 \cdot 20,38 \cdot 10^3}{7 \cdot 142,8 \cdot 10^4} = 15,8 \text{ МПа};$$

Сумарні дотичні напруження від дії крутного моменту та перерізуючої сили визначаємо за формулою:

$$\tau_{Q_{\Sigma, i}} = \sqrt{(\tau_{K_i}(K))^2 + (\tau_{Q_i}(Q))^2 - 2 \cdot \tau_{K_i}(K) \cdot \tau_{Q_i}(Q) \cdot \cos(180 - \alpha_i)}, \quad (2.7)$$

де  $\tau_{Q_i}(K), \tau_{Q_i}(Q)$  - складові дотичних напружень  $i$ -ої точки;

$\alpha_i$  - кут між складовими дотичних напружень (рис. 2.2, рис. 2.3),

$$\alpha_1 = \arctg \frac{29,15 + \frac{3,5}{2}}{87 + 30} = 14,78^\circ;$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{83,5 - 52,6}{30} = 45,9^\circ;$$

$$\alpha_3 = \arctg \frac{52,6}{30 + 3,5} = 57,5^\circ.$$

Остаточно визначаємо сумарні дотичні напруження в окремих точках зварного з'єднання.

$$\tau_{\text{сум}_1} = \sqrt{30^2 + 13,8^2 - 2 \cdot 30 \cdot 13,8 \cdot \cos(180 - 14,78)} = 43,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{сум}_2} = \sqrt{11,0^2 + 13,8^2 - 2 \cdot 11,0 \cdot 13,8 \cdot \cos(180 - 45,9)} = 22,9 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{сум}_3} = \sqrt{15,1^2 + 9,2^2 - 2 \cdot 15,1 \cdot 9,2 \cdot \cos(180 - 57,5)} = 21,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{сум}_4} = \sqrt{15,1^2 + 9,2^2 - 2 \cdot 15,1 \cdot 9,2 \cdot \cos(180 - 147,5)} = 12,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{сум}_5} = \sqrt{11,0^2 + 13,8^2 - 2 \cdot 11,0 \cdot 13,8 \cdot \cos(180 - 135,9)} = 10,0 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{сум}_6} = \sqrt{30^2 + 13,8^2 - 2 \cdot 30 \cdot 13,8 \cdot \cos(180 - 104,78)} = 17,0 \text{ МПа};$$

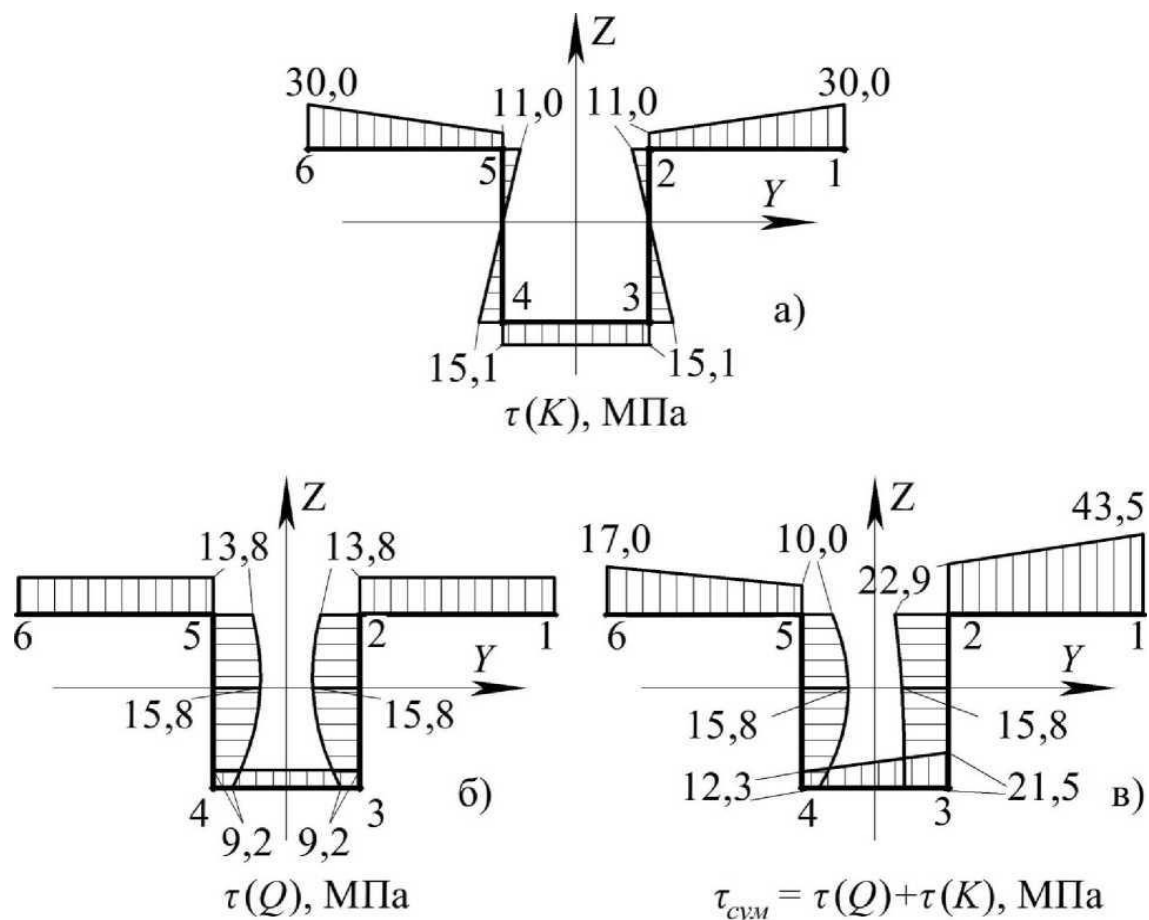


Рисунок 2.4 - Графіки зміни дотичних напружень у зварному з'єднанні

За отриманими результатами будемо графіки розподілу дотичних напружень від: крутного моменту (рис. 2.4а), перерізуючих сил (рис. 2.4б), а також сумарний графік дотичних напружень (рис. 2.4в).

Отже, максимальні дотичні напруження без врахування дії внутрішніх силових факторів стисненого кручення становлять  $T_{\text{MAX}} = 43,5 \text{ МПа}$ .

## РОЗДІЛ 3

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

#### 3.1 Обґрунтування додаткових внутрішніх силових факторів від стисненого кручення

Поперечини, які з'єднують несучі балки рами розкидача твердих добрив, знаходяться під впливом деформації стисненого кручення. За рахунок жорсткого зварного з'єднання кінці поперечини (рис. 3.1) обов'язково виникає додатковий вид деформації при умові, що на елемент діє крутний момент.

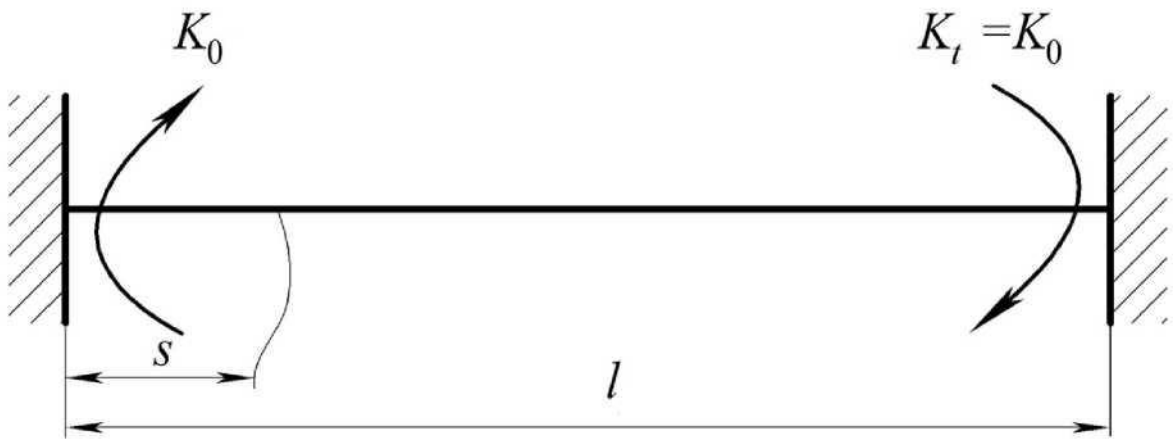


Рисунок 3.1 - Схема навантаження поперечини конструкції

В даному випадку поперечина передає постійний за величиною загальний крутний момент  $K_0$ . Записуємо рівняння початкових параметрів, кутів закручування для елемента який досліджуємо [22, 23]:

$$\theta(s) = \theta_0 + \theta'_0 \cdot \frac{sh(ks)}{k_i} + \frac{B_{\omega 0}}{GI_K} [1 - ch(ks)] + \frac{K_0}{GI_K} \left[ s - \frac{sh(ks)}{k} \right], \quad (3.1)$$

де  $\theta_0$  - початкова кутова деформація елемента,  $\theta_0 = 0$ ;

$B_{\omega 0}$  - значення бімоменту при  $s = 0$ ;

$K_0$  - значення загального крутного моменту при  $s = 0$ ;

$k$  – згинально-крутна характеристика прямокутної поперечини

$$k = \sqrt{\frac{GI_K}{EI_\omega}} \cdot \mu;$$

$\mu$  - коефіцієнт спотворення прямокутного поперечного перетину,

$$\mu = 1 - \frac{I_K}{I_d};$$

$I_K$  – крутний момент інерції прямокутного поперечного перерізу;

$I_\omega$  - секторіальний момент інерції прямокутного поперечного перерізу;

$I_d$  – направлений момент інерції прямокутного поперечного перерізу;

$ch(k s)$ ,  $sh(k s)$  - гіперболічні функції.

При стисненому крученні виникають додаткові внутрішні силові фактори: згинально-крутний бімомент  $B_\omega$ , згинально-крутний момент  $M_\omega$ , момент чистого кручення  $M_K$ , які пов'язанні диференціальними рівняннями [2, 24].

$$M_K(s) = G \cdot I_K \cdot \theta'(s); \quad B_\omega(s) = -E \cdot I_\omega \cdot \theta''(s);$$

$$M_\omega(s) = -E \cdot I_\omega \cdot \theta'''(s); \quad (3.2)$$

де  $M_\omega$  - згинально-крутний момент, Нм;

$K$  – загальний момент кручення, Нм;

$B_\omega$  - згинально-крутний бімомент, Нм<sup>2</sup>;

$M_K$  – момент чистого кручення, Нм;

$$K = M_\omega + M_K,$$

$\theta'(s)$ ,  $\theta''(s)$ ,  $\theta'''(s)$  -диференціальні залежності функції кута повороту  $\theta(s)$ .

Проводимо диференціювання рівняння (3.1)

$$\theta'(s) = -\frac{B_{\omega 0} \cdot k \cdot sh(ks)}{GI_K} + \frac{K_0 \cdot [1 - ch(ks)]}{GI_K}; \quad (3.3)$$

$$\theta''(s) = -\frac{B_{\omega 0} \cdot k^2 \cdot ch(ks)}{GI_K} + \frac{K_0 \cdot k \cdot sh(ks)}{GI_K}; \quad (3.4)$$

У нашому випадку:  $\theta(s=0) = 0$ ,  $\theta'(s=0) = 0$ , а також використовуючи (3.2) визначимо  $B_{\omega 0}$ :

$$B_{\omega 0} = \frac{K_0}{k} \cdot \frac{kl - sh(kl)}{1 - ch(kl)}; \quad (3.5)$$

Записуємо функції бімоменту та згинально-крутного моменту:

$$B_{\omega}(s) = -E \cdot I_{\omega} \cdot \theta''(s) = B_{\omega 0} ch(ks) + \frac{K_0}{k} \cdot sh(ks); \quad (3.6)$$

$$M_{\omega}(s) = \frac{dB_{\omega}(s)}{ds} = B_{\omega 0} \cdot k \cdot sh(ks) + K_0 ch(ks); \quad (3.7)$$

Визначимо згинально-крутний момент в перетинах зварного кріплення:

$$M_{\omega_0}(s=0) = M_{\omega_0} = K_0. \quad (3.8)$$

Таким чином, в перерізах зварного з'єднання діють такі внутрішні силові фактори:

$$\text{- згинально-крутний бімомент} \quad B_{\omega_0} = B_{\omega l} = \frac{K_0}{k} \cdot \frac{kl - sh(kl)}{1 - ch(kl)}; \quad (3.9)$$

$$\text{- згинально-крутний момент } M_{a0} = M_m = K_0; \quad (3.10)$$

$$\text{- момент чистого кручення } M_{K0} = K_0 - M = 0. \quad (3.11)$$

Для визначення чисельного значення бімоменту в закріпленні необхідно отримати геометричні характеристики поперечини рами (рис. 3.2)

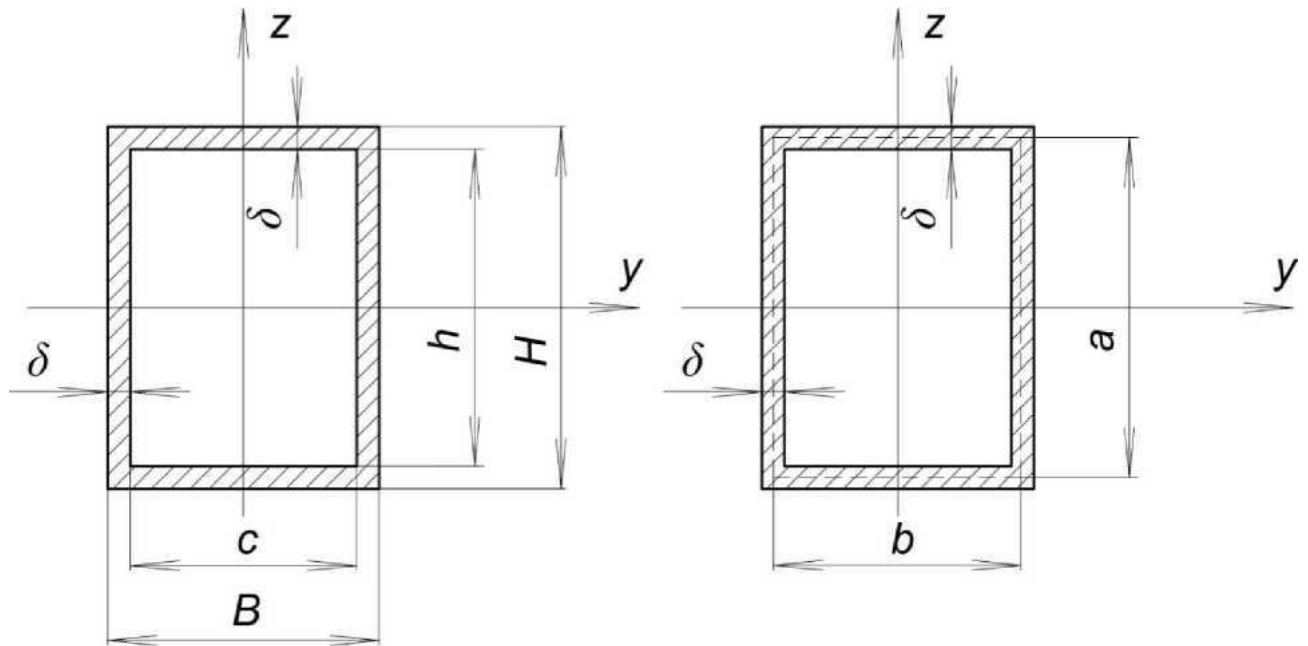


Рисунок 3.2. Поперечний переріз поперечини рами,  $H=80\text{мм}$ ;  $B=60\text{мм}$ ;  $\delta=5\text{мм}$ .

Проводимо розрахунок

$$h = H - 2\delta = 80 - 2 \cdot 5 = 70\text{мм}; \quad c = B - 2\delta = 60 - 2 \cdot 5 = 50\text{мм};$$

$$b = B - \delta = 60 - 5 = 55\text{мм}; \quad a = h - \delta = 80 - 5 = 75\text{мм};$$

Моменти інерції поперечного перерізу балки [3, 15, 16]:

$$I_y = \frac{BH^3}{12} - \frac{ch^3}{12} = \frac{60 \cdot 80^3}{12} - \frac{50 \cdot 70^3}{12} = 1,13 \cdot 10^6 \text{мм}^4;$$

$$I_y = \frac{HB^3}{12} - \frac{hc^3}{12} = \frac{80 \cdot 60^3}{12} - \frac{70 \cdot 50^3}{12} = 0,711 \cdot 10^6 \text{мм}^4;$$

$$I_{\omega} = \frac{a^2 b^2 (a-b)^2}{24(a+b)} \cdot \delta = \frac{75^2 \cdot 55^2 (75-55)^2}{24(75+55)} \cdot 5 = 0,109 \cdot 10^8 \text{ мм}^6;$$

$$I_K = \frac{2a^2 b^2}{(a+b)} \cdot \delta = \frac{2 \cdot 75^2 \cdot 55^2}{(75+55)} \cdot 5 = 1,30 \cdot 10^6 \text{ мм}^6.$$

$$I_d = \frac{ab \cdot \delta}{2} \cdot (a+b) = \frac{75 \cdot 55 \cdot 5}{2} \cdot (75+55) = 1,34 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Коефіцієнт спотворення:

$$\mu = 1 - \frac{I_K}{I_d} = 1 - \frac{1,30 \cdot 10^6}{1,34 \cdot 10^6} = 0,0299.$$

Характеристика стисненого кручення:

$$k = \sqrt{\frac{GI_K}{EI_{\omega}}} \cdot \mu = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^4 \cdot 1,30 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,109 \cdot 10^8}} \cdot 0,0299 = 0,0313.$$

Визначаємо значення силових факторів в з'єднанні поперечини та несучої балки (3.9-3.11).

$$B_{\omega 0} = B_{\omega t} = \frac{1420}{0,0313} \cdot \frac{0,0313 \cdot 1,1 - sh(0,0313 \div 1,1)}{1 - ch(0,0313 \div 1,1)} = 45,81 H \cdot \text{м}^2;$$

$$M_{\omega 0} = M_{\omega t} = 1420 H \cdot \text{м};$$

$$M_{K0} = K_0 - M_{\omega_0} = 0;$$

$$Q_0 = 7750H.$$

Дотичні напруження від внутрішніх силових факторів стисненого кручення [15, 16]:

$$\tau_i(B_\omega) = \frac{B_\omega \cdot \omega_i}{I_\omega}, \quad (3.12)$$

$$\tau_i(M_\omega) = \frac{M_\omega \cdot S_{\omega_i}}{I_\omega \cdot \delta}, \quad (3.13)$$

де  $\omega_i$ ,  $S_{\omega i}$  - секторіальні геометричні характеристики стисненого кручення.

### 3.2 Розрахунки геометричних характеристик стисненого кручення в перетині зварного з'єднання

Схематизація перерізу зварного з'єднання для розрахунків секторіальних характеристик (рис. 3.3). Будуємо епюри координат поперечного перетину в системі координат Y та Z (рис. 3.3б, в). Множенням відповідних координат визначаємо головні секторіальні координати  $\omega$  (рис. 3.3г). Враховуючи рекомендації [15, 16, 23] проводимо визначення у числовому вигляді секторіальних характеристик

$$S_{\omega 1} = S_{\omega 3} = S_{\omega 4} = S_{\omega 5} = 0; \quad (3.14)$$

$$S_{\omega 2} = \frac{3411 + 926}{2} \cdot 85,25 \cdot 3,5 = 647 \cdot 10^3 \text{ мм}^4;$$

$$S_{\omega_y} = \frac{926 + 29,15}{2} \cdot 3,5 = 47,8 \cdot 10^3 \text{ мм}^4;$$

$$S_{\omega_z} = \frac{1615 + 63,5}{2} \cdot 3,5 = 89,7 \cdot 10^3 \text{ мм}^4;$$

Графік розподілу секторіальних статичних моментів показаний на рисунку 3.3 д. Визначаємо величину секторіального моменту інерції:

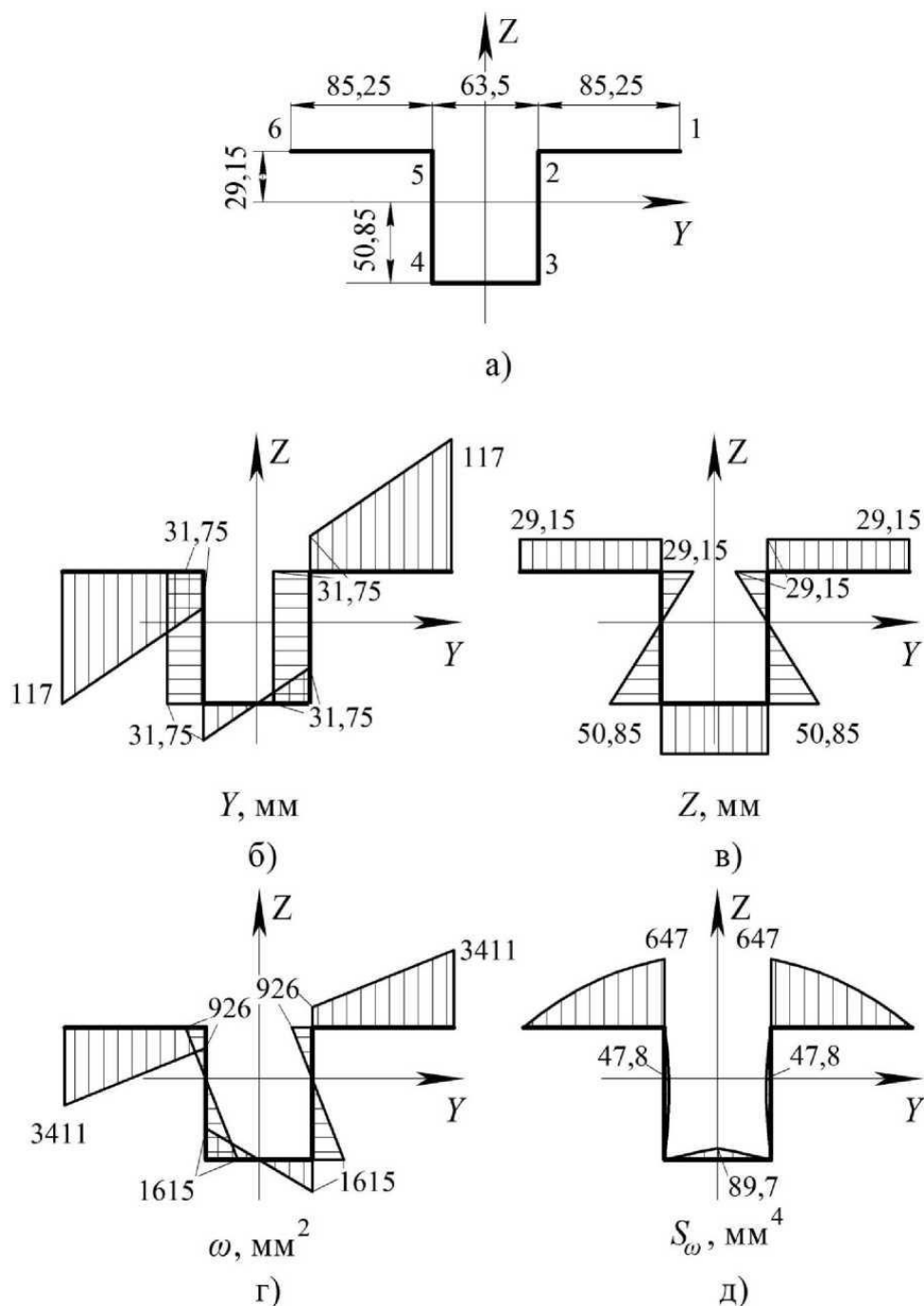


Рисунок 3.3 - Геометричні характеристики перерізу зварного вузла

$$\begin{aligned}
 I_{\omega} = & 2 \cdot 3,5 \cdot \left( 926 \cdot 85,25 \cdot \left( \frac{3411 + 926}{2} \right) + \frac{1}{2} \cdot (3411 + 926) \cdot 85,35 \times \right. \\
 & \times \left( \frac{2}{3} \cdot (3411 - 926) + 926 \right) + \frac{1}{2} \cdot 926 \cdot 29,15 \cdot \frac{2}{3} \cdot 926 + \frac{1}{1} \cdot 1615 \cdot 50,85 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1615 + \\
 & \left. + \frac{1}{2} \cdot 1615 \cdot \frac{63,5}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 1615 \right) = 3,68 \cdot 10^9 \text{ мм}^6.
 \end{aligned}$$

### 3.3. Дослідження напружено-деформівного стану зварного вузла

За формулою (3.12) дотичні напруження в характерних точках зварного з'єднання (див. рис. 3.3.)

$$\tau_1(B_\omega) = \frac{B_\omega \cdot \omega_1}{I_\omega} + \frac{45,81 \cdot 3411}{3,68 \cdot 10^9} = 42,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_2(B_\omega) = \frac{B_\omega \cdot \omega_2}{I_\omega} + \frac{45,81 \cdot 926}{3,68 \cdot 10^9} = 11,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_3(B_\omega) = \frac{B_\omega \cdot \omega_3}{I_\omega} + \frac{45,81 \cdot (-1615)}{3,68 \cdot 10^9} = -20,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_4(B_\omega) = \frac{B_\omega \cdot \omega_4}{I_\omega} + \frac{45,81 \cdot 1615}{3,68 \cdot 10^9} = 20,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_5(B_\omega) = \frac{B_\omega \cdot \omega_5}{I_\omega} + \frac{45,81 \cdot (-926)}{3,68 \cdot 10^9} = -11,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_6(B_\omega) = \frac{B_\omega \cdot \omega_6}{I_\omega} + \frac{45,81 \cdot (-3411)}{3,68 \cdot 10^9} = -42,5 \text{ МПа};$$

Визначаємо складові дотичних напружень від дії згинально-крутного моменту за формулою (3.13) (див. рис. 3.3):

$$\tau_{2z}(M_\omega) = \tau_{5z}(M_\omega) = \frac{M_\omega \cdot S_{\omega_2}}{I_\omega \cdot \delta} = \frac{1420 \cdot 10^3 \cdot 647}{3,68 \cdot 10^9 \cdot 3,5} = 71,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_1(M_\omega) = \tau_{2y}(M_\omega) = \tau_3(M_\omega) = \tau_4(M_\omega) = \tau_{5y}(M_\omega) = \tau_6(M_\omega) = 0.$$

У перерізах, які співпадають з осями Y та Z дотичні напруження рівні:

$$\tau_y(M_\omega) = \frac{1420 \cdot 10^3 \cdot 47,8 \cdot 10^3}{3,68 \cdot 10^9 \cdot 3,5} = 5,27 \text{ МПа};$$

$$\tau_z(M_\omega) = \frac{1420 \cdot 10^3 \cdot 89,7 \cdot 10^3}{3,68 \cdot 10^9 \cdot 3,5} = 9,89 \text{ МПа};$$

За отриманими результатами будуюмо епюри розподілу дотичних напружень від дії: поперечної сили  $Q$  (рис. 3.4а); згинально-крутильного моменту  $M_\omega$  (рис. 3.4б); бімоменту  $B_\omega$  (рис. 3.4в). Будуюмо епюру сумарних дотичних напружень (рис. 3.4г).

Для отримання остаточної картини напружено-деформівного стану у зварному з'єднанні будуюмо векторну схематизацію дії дотичних напружень від окремих силових факторів (рис. 3.5).

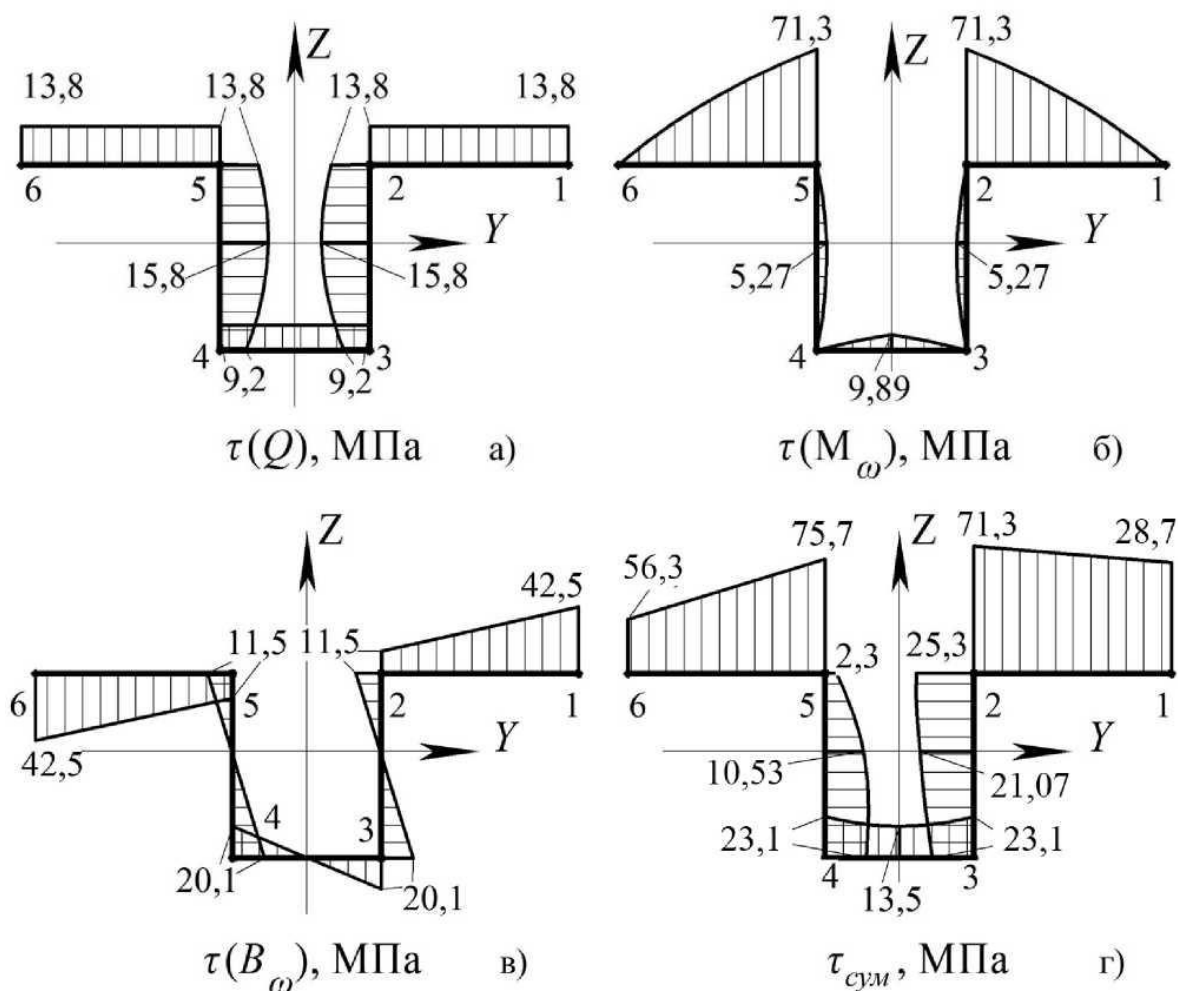


Рисунок 3.4 - Напружений стан у зварному з'єднанні від дії силових факторів стисненого кручення

Відповідно до отриманого векторного розподілу дотичних напружень визначаємо сумарні дотичні напруження в характерних точках зварного з'єднання (див. рис.3.4, 3.5).

$$\tau_{1\text{сум}} = \tau_1(B_{\omega}) - \tau_1(Q) = 42,5 - 13,8 = 28,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{2Z\text{сум}} = \sqrt{\tau_2(B_{\omega}) - \tau_2(Q))^2 + \tau_2(M_{\omega})^2} = \sqrt{(11,5 - 13,8)^2 + 71,3^2} = 75,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{2Y\text{сум}} = \tau_2(B_{\omega}) + \tau_2(Q) = 11,5 + 13,8 = 25,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_{Y\text{сум}} = \tau_Y(Q) + \tau_Y(M_{\omega}) = 15,8 + 5,27 = 21,07 \text{ МПа};$$

$$\tau_{3Z\text{сум}} = \tau_{3Z\text{сум}}(B_{\omega}) + \tau_3(Q) = 20,1 + 3 = 23,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_{Z\text{сум}} = \sqrt{\tau_{Z3}(M_{\omega})^2 + \tau_3(Q)^2} = \sqrt{9,89^2 + 9,2^2} = 13,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_{4Z\text{сум}} = \tau_{4Y\text{сум}} = 23,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_{Y\text{сум}} = \tau_Y(Q) - \tau_Y(M_{\omega}) = 15,8 - 5,27 = 10,53 \text{ МПа};$$

$$\tau_{5Y\text{сум}} = \tau_{5Y}(Q) - \tau_{5Y}(B_{\omega}) = 13,8 - 11,5 = 2,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_{5Z\text{сум}} = \sqrt{\tau_5(B_{\omega}) + \tau_5(Q))^2 + \tau_5(M_{\omega})^2} = \sqrt{(11,5 + 13,8)^2 + 71,3^2} = 75,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{6Y\text{сум}} = \tau_6(B_{\omega}) + \tau_6(Q) = 42,5 + 13,8 = 56,3 \text{ МПа};$$

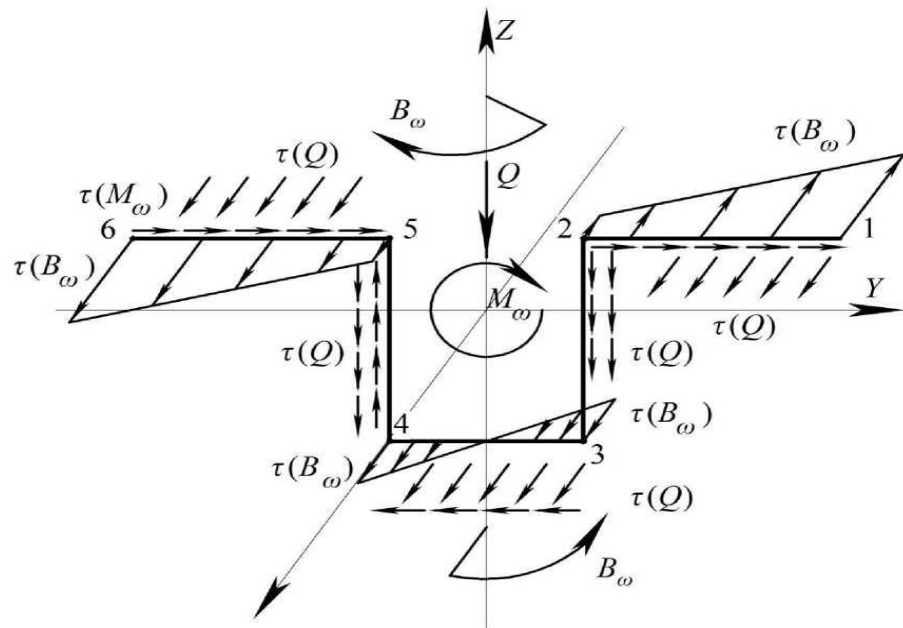


Рисунок 3.5 - Векторна схематизація дотичних напружень у зварному шві

### Висновки по розділу

Проведено аналітичні дослідження напружено-деформівного стану зварного з'єднання рамної конструкції розкидача твердих добрив без врахування силових факторів стисненого кручення (див. рис. 2.3), а також з їх врахуванням (див. рис. 3.4). Результати очевидні. Детальний аналіз розкрив причину виникнення руйнування у зварному з'єднанні поперечини з несучою балкою. Навіть без урахування динамічних навантажень, максимальні дотичні напруження становлять  $\tau_{MAX} = 75,7 \text{ МПа}$ , що в  $75,7:43,5 = 1,74$  рази перевищує напруження визначені класичним методом.

Результати роботи вказують на те, що при проектуванні конструктивних систем, елементи яких сприймають деформацію стисненого кручення необхідно виконувати додаткові вичислення. В даній роботі проведенні поетапні розрахунки зварних з'єднань без урахування стисненого кручення (Розділ 2) та з врахуванням силових факторів стисненого кручення (Розділ 3).

## **РОЗДІЛ 4**

### **ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

#### **4.1 Безпека праці при виконанні зварювальних робіт**

При виконанні зварювальних робіт виникає ряд небезпек для робочого персоналу, а саме: яскраве випромінювання зварювальної дуги; виділення токсичних газів з включенням мікрочастинок металів, які зварюються та їх окисів; враження електричним струмом [25].

Для уникнення перелічених ризиків необхідно дотримуватися правил по техніці безпеки рекомендовані санітарними вимогами, які передбачають звести до мінімуму перелічені шкідливі фактори.

Зменшення впливу яскравого випромінювання технологічного процесу – зварки, забезпечується використанням щитків із захисним склом. Щиток захищає обличчя робітників від опіків шкіри обличчя, а темне скло, вмонтоване в щиток від тимчасової втрати зору та подальшої хвороби очей. Для запобігання впливу яскравого випромінювання персоналу, який безпосередньо не приймає участі у процесі зварки, слід огородити робоче місце зварника захисними щитами, шторами і т.д.

Окремі вимоги висуваються до захисного скла, яке вмонтовується у щиток. Насамперед, воно повинно поглинати шкідливі для ока випромінювання, а також бути стійким до високих температур. Як правило його виготовляють двохшаровим. Основний шар захищає очі, а другий, зовнішній багатозмінний захищає основне скло від механічних та температурних пошкоджень.

Обов'язковим атрибутом кожного зварювального місця повинна бути постійна вентиляція робочої зони. Рекомендовано використовувати всмоктуючі вентиляційні системи, які будуть очищати робоче місце від токсичних газів та мікрочастинок, утворених технологічним процесом зварювання металів.

Одна із основних небезпек роботи зварювальника – це враження електричним струмом. Для уникнення цього небезпечного явища, необхідно

обов'язково заземляти зварювальний апарат і конструкцію, слідкувати за справністю ізоляцією всього ланцюга проходження електричного струму. Електрозварювальник обов'язково повинен знаходитися на резиновому килимку, або сухому дерев'яному настилі, використовуючи спецвзуття та одяг.

Проведемо розрахунок заземлення зварювального цеху відповідно ГОСТ 12.1.019-79 «Електробезпека. Загальні вимоги».

Опір розтіканню струму одного вертикального стержня заземлення, визначаємо за формулою [25]

$$R_C = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l_\epsilon} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot l_\epsilon}{d_\epsilon} + \frac{1}{2} \ln \left( \frac{4t + l_\epsilon}{4t - l_\epsilon} \right) \right), \text{ Ом.} \quad (4.1)$$

де  $l_\epsilon$  - висота заземлювача, приймаємо  $l_\epsilon = 2$  м;

$d_\epsilon$  – діаметр стержня заземлювача,  $d_\epsilon = 0,05$  м;

$h_\epsilon$  – ширина полоси,  $h_\epsilon = 0,06$  м;

$h_\epsilon$  – глибина закладання полоси,  $h_\epsilon = 0,7$  м.

$\rho$  - питомий електричний опір землі,  $\rho = 100$  Ом/м<sup>3</sup>.

$t$  – геометричний параметр заземлення,

$$t = h_\epsilon + \frac{l_\epsilon}{2} = 0,7 + \frac{2}{2} = 1,7 \text{ м.}$$

Отже

$$R_C = \frac{100}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot 2}{0,05} + \frac{1}{2} \ln \left( \frac{4 \cdot 1,7 + 2}{4 \cdot 1,7 - 2} \right) \right) = 55 \text{ Ом.}$$

Кількість стержнів, які використовуються у заземлюючому пристрої

$$n = \frac{R_C}{R_\partial}, \quad (4.2)$$

де  $R_\partial$  – допустимий опір заземлювача,  $R_\partial = 5$  Ом, ГОСТ 12.1.019-79.

$$n = \frac{55}{5} = 11 \text{ шт.}$$

Кількість стержнів з врахуванням екранування

$$n_0 = \frac{R_c}{n \cdot K_\epsilon},$$

де  $K_\epsilon$  - вертикальний коефіцієнт екранування,  $K_\epsilon = 0,61$ ;

$$n_0 = \frac{55}{11 \cdot 0,61} = 8,19,$$

приймаємо  $n_0 = 9$  шт.

Розрахунковий опір заземлення у вертикальній площині

$$R_B = \frac{R_c}{n_0 \cdot K_\epsilon} = \frac{55}{9 \cdot 0,61} = 10,0 \text{ Ом.} \quad (4.3)$$

Розрахунковий опір заземлення в горизонтальній площині

$$R_\Gamma = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l_\epsilon \cdot K_\epsilon} \cdot \ln \frac{2 \cdot b_\epsilon^2}{h_\epsilon \cdot h_\epsilon}, \text{ Ом,} \quad (4.4)$$

де  $K_\epsilon$  - горизонтальний коефіцієнт екранування  $K_\epsilon = 0,4$ ;

$l_\epsilon$  - довжина контура заземлення,  $l_\epsilon = 150$  м.

Таким чином

$$R_\Gamma = \frac{100}{2 \cdot 3,14 \cdot 150 \cdot 0,4} \cdot \ln \frac{2 \cdot 150^2}{0,06 \cdot 0,7} = 5,8 \text{ Ом.}$$

Загальний опір контура заземлення

$$R_K = R_\Gamma = \frac{R_B \cdot R_\Gamma}{R_B + R_\Gamma} = \frac{10 \cdot 5,8}{10 + 5,8} = 3,67 \text{ Ом,} \quad (4.5)$$

Умова заземлюючого контура дотримується  $R_K = 3,67 \text{ Ом} < R_\delta = 5 \text{ Ом.}$

## **4.2 Захист персоналу та навколишнього середовища від небезпечних виробничих факторів**

Одним із випадків техногенної аварії – це пожежі. Зварювальні цехи відносяться до об'єктів підвищено небезпеки виникненню неконтрольованого горіння по тій причині, що технологічний процес зварки проходить при досить високих температурах. Загорання може відбутися від недотримання елементарних правил техніки безпеки, а саме: не відгороджене робоче місце зварника від об'єктів загорання; при наявності вибухонебезпечних матеріалів у зоні досяжності зварки; відсутність заземлення і т.д [26, 27].

Процес горіння підтримується поступленням повітря (кисню) і речовиною, яка згорає. Початок загорання відбувається від багатьох факторів: коротке замикання мережі; розбризкування окалини під час зварки; високий тепловий нагрів і т.д.

Результат пожежі має ряд небезпечних явищ для життєдіяльності людини. Насамперед, це опіки шкіри, які виникають при різкому підвищенні температури в зоні горіння, виділення отруйних газів, які виникають у процесі горіння і т.д.

Одним із основних заходів запобіганню розповсюдженню вогню в промислових цехах відводиться системам автоматизованого сповіщення про виникнення зон підвищеної температури. Однією із основних задач автоматизованого сповіщення – це точне встановлення координат початкового осередку вогнища, далі включення системи подачі води чи іншої речовини для гасіння, а також включення додаткових механізмів вентиляції приміщення.

Для зменшення вогнища, яке виникло на території зварювального цеху необхідно провести такі дії:

- зменшити надходження повітря зовні, яке підвищує процес горіння, для цього уникати протягів, а також по можливості, нагнітати газ який його не підтримує;
- розпорошування хімічних сполук, які гальмують процес горіння;
- знижувати температуру горіння, в основному подачею води, найбільш

дешевий та доступний засіб;

- передбачити засоби ізоляції осередків горіння, вогнетривкі щити, жалюзі тощо.

Передбачити наступні дії персоналу зварювального цеху у випадку виникнення осередку загорання:

- покинути задимлену зону нагнувшись, або повзком;
- щоб не отруїтися чадним газом закрити органи дихання зволоженою тканиною;
- при покиданні приміщення цеху вихідні двері відкривати не повністю, щоб запобігти надходження нового потоку повітря;
- при необхідності входження на територію цеху, в якому спалахнула пожежа потрібно накритися вологою накидкою, одягнути щільний вогнетривкий одяг;
- покидати приміщення в сторону надходження нового повітря;
- при загоранні одягу, необхідно впасти на підлогу і перевертатися щоб збити полум'я, утримуватися від швидкої ходи чи бігу до вихідних дверей, тому що це прискорить горіння;
- при загоранні електропроводки чи електрообладнання, в першу чергу необхідно обезструмити мережу, а потім приступити до ліквідації пожежі.

Для подолання осередків виникнення полум'я можна використовувати такі вогнегасні речовини:

- воду, дешева та доступна речовина;
- пісок, який необхідно передбачити в кожному зварювальному цеху; вогнегасники, як основні засоби для ліквідації початкових осередків загорання.

## РОЗДІЛ 5

### РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Економічна ефективність вирощування сільськогосподарської продукції залежить від двох основних чинників - її собівартості та доходу від реалізації продукції, безпосередньо пов'язаної з урожайністю.

На величину врожаю сільськогосподарських культур впливають безліч різних чинників, основними з яких є добрива.

Розрахунок економічної ефективності сільськогосподарської техніки проводиться на основі порівняльної оцінки різних конструкцій, які здійснюють однотипні операції, мають подібну схему агрегування з енергетичним засобом і не суттєво відрізняються за продуктивністю, енерговитратами та іншими техніко-економічними показниками.

За базу, при проведенні порівняння, приймають показники: існуючих високопродуктивних машин; машини - аналога, яка підлягає заміні новою машиною; показники технічного засобу та технологічного процесу до модернізації [29].

Удосконалення робочого органу розкидача відцентрового типу дозволяє збільшити швидкість агрегату, зменшити витрату технологічного матеріалу та зменшити екологічне навантаження на навколишнє середовище. Як показує досвід застосування цієї машини, якісне проведення операції можливе лише при швидкості руху агрегату не більш 10 км/год і при умові відсутності мікрорельєфу, рослинних залишків. Робоча швидкість вдосконаленої машини може бути підвищена до 12 км/год без зниження якісних показників процесу внесення добрив, проте ми будемо рухатись зі швидкість 10,5-11 км/год для забезпечення найнижчого стабільного значення нерівномірності внесення добрив. Саме виконання агротехнічних умов внесення мінеральних добрив буде визначальним параметром швидкості машинно-тракторного агрегату.

Проведемо розрахунок основних техніко-економічних показників, аналіз яких дозволить зробити висновки про доцільність і економічну ефективність від

запровадження удосконалення.

Економічну оцінку удосконаленої машини проведемо порівняно із серійною машиною, вихідні дані для розрахунку наведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1- Початкові дані базового та проектного варіантів

| № п/п | Показник                                                       | Базовий варіант  | Проектний варіант |
|-------|----------------------------------------------------------------|------------------|-------------------|
| 1     | Склад агрегату                                                 | МТЗ-82.1+МВУ-0,5 | МТЗ-82.1+МВУ-0,5М |
| 2     | Обсяг робіт (Q),га                                             | 600              | 600               |
| 3     | Балансова вартість (Б), грн                                    | 174792           | 174892            |
| 4     | Продуктивність за 1 год<br>робочої зміни ( $W_{год}$ ), га/год | 12,2             | 15,96             |
| 5     | Кількість обслуговуючого<br>персоналу ( $K_{пр}$ ), осіб       | 1                | 1                 |
| 6     | Годинна тарифна ставка (ТС),<br>грн/год                        | 18,75            | 18,75             |
| 7     | Витрата палива ( $H_{лм}$ ), кг/га                             | 0,7              | 0,5               |
| 8     | Комплексна ціна 1 кг палива<br>(Цк), грн                       | 9,98             | 9,98              |
| 9     | Тривалість зміни ( T ), год                                    | 7                | 7                 |
| 10    | Норма внесення добрив (Z),<br>т/га                             | 0,25             | 0,125             |
| 11    | Середня вартість мінеральних<br>добрив (ЦД),                   | 3800             | 3800              |

Визначимо продуктивність машини за зміну, користуючись формулою

$$W_{зм} = W \cdot T_{зм}; \quad (5.1)$$

Визначимо для

- базової машини

$$W_{зм.б} = 12,2 \cdot 7 = 85,4 \text{ га / зміну};$$

- проектованої машини

$$W_{зм.л} = 15,96 \cdot 7 = 111,72 \text{ га / зміну};$$

Сумарні питомі експлуатаційні витрати визначаємо за формулою [30]:

$$S_E = \sum A + \sum B_{ремТО} + \sum B_M + \sum ЗП, \quad (5.2)$$

де  $\sum A$  - сума амортизаційних відрахувань на машину, грн;

$\sum B_{ремТО}$  - сума витрат на поточний ремонт, технічне обслуговування і зберігання машини, грн;

$\sum B_M$  - витрати на паливно-мастильні матеріали, грн;

$\sum ЗП$  - витрати на зарплату обслуговуючого персоналу, грн.

Суму амортизаційних відрахувань визначимо за наступною формулою:

$$\sum A = \frac{a_{PT} + a_{КТ} B_T}{100 \cdot T_T \cdot W} + \frac{a_{PM} \cdot B_M}{100 \cdot T_M \cdot W}; \quad (5.3)$$

де  $a_{PT}$  - норма річних відрахувань на реновацію трактора,  $a_{PT} = 12,5\%$ ;

$a_{КТ}$  - норма річних відрахувань на капітальний ремонт трактора,  $a_{КТ} = 4,0\%$ ;

$B_T$  - балансова вартість трактора,  $B_T = 166\,992$  грн;

$T_T$  - річне завантаження трактора,  $T_T = 1200$  год;

$a_{PM}$  - норма річних відрахувань на реновацію розкидача,  $a_{PM} = 14,2\%$ ;

$B_M$  - балансова вартість машини, базової  $B_M = 7800$  грн,

проектованої  $БМП = 7900$  грн;

$T_M$  - річне завантаження машини базової  $T_{MB} = 140$  год,

проектованої  $T_{MB} = 140$  год.

Визначимо амортизаційні витрати відповідно для

- базової машини

$$\sum A_B = \frac{12,5 + 4,0 \cdot 166992}{100 \cdot 1200 \cdot 12,2} + \frac{14,2 \cdot 7800}{100 \cdot 140 \cdot 12,2} = 2,5 \text{ грн / га.}$$

- проектованої

$$\sum A_B = \frac{12,5 + 4,0 \cdot 166992}{100 \cdot 1200 \cdot 15,96} + \frac{14,2 \cdot 7900}{100 \cdot 140 \cdot 15,96} = 1,9 \text{ грн / га.}$$

Суму витрат на поточний ремонт, технічне обслуговування і зберігання машини визначимо за формулою:

$$\sum B_{\text{ремТО}} = \frac{a_{\text{ПТ}} \cdot B_T}{100 \cdot T_T \cdot W} + \frac{a_{\text{ПМ}} \cdot B_M}{100 \cdot T_M \cdot W}; \quad (5.4)$$

де  $a_{\text{ПТ}}$  - норма річних відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування трактора,  $a_{\text{ПТ}} = 20\%$ ;

$a_{\text{ПМ}}$  - норма річних відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування розкидача,  $a_{\text{ПМ}} = 12\%$ .

Визначимо витрати на поточний ремонт, ТО і зберігання для

- базової машини

$$\sum B_{\text{ремТОБ}} = \frac{20 \cdot 166992}{100 \cdot 1200 \cdot 12,2} + \frac{12 \cdot 7800}{100 \cdot 140 \cdot 12,2} = 2,8 \text{ грн / га};$$

- проектованої

$$\sum B_{\text{ремТОП}} = \frac{20 \cdot 166992}{100 \cdot 1200 \cdot 15,96} + \frac{12 \cdot 7800}{100 \cdot 140 \cdot 15,96} = 2,15 \text{ грн / га.}$$

Витрати на паливно-мастильні матеріали визначаємо за формулою:

$$\sum B_M = g_{\text{ГА}} \cdot C_K; \quad (5.5)$$

де  $C_K$  – комплексна ціна пального,  $C_K = 9,98$  грн/кг;

$g_{\text{ГА}}$  - погектарна витрата пального, кг/га, яка визначається за формулою:

$$g_{\text{ГА}} = G \cdot K / W \text{ год}, \quad (5.6)$$

де  $G$  – годинна витрата пального,  $G_{\text{П}} = 8,93$  кг/год;  $G_{\text{Б}} = 9,02$  кг/год;

$K$  – коефіцієнт, що враховує простой і холості переїзди,  $K = 0,94$ .

Так погектарна витрата пального становитиме

- для базової моделі

$$g_{ГА} = (9,02 \cdot 0,94) / 12,2 = 0,7 \text{ кг / га};$$

- для проектної

$$g_{ГА} = (8,93 \cdot 0,94) / 15,96 = 0,5 \text{ кг / га}.$$

Тоді витрати на паливно-мастильні матеріали

- для базової моделі

$$\sum B_{МБ} = 0,7 \cdot 9,98 = 6,98 \text{ грн / га};$$

- для проектної

$$\sum B_{МП} = 0,5 \cdot 9,98 = 4,99 \text{ грн / га};$$

Витрати на зарплату обслуговуючого персоналу визначимо за формулою:

$$\sum ЗП = \frac{ТС}{W_{год}} \cdot 1,2 \cdot 1,362$$

Тоді зарплата обслуговуючого персоналу

- для базової моделі

$$\sum ЗП_{Б} = \frac{18,75}{12,2} \cdot 1,2 \cdot 1,362 = 2,51 \text{ грн / га};$$

- для проектної

$$\sum ЗП_{Б} = \frac{18,75}{15,96} \cdot 1,2 \cdot 1,362 = 1,92 \text{ грн / га}.$$

Капітальні вкладення, грн/га

$$\sum KB = \frac{K_H \cdot m_T \cdot f_1 \cdot K_{НК}}{W_{ЗМ}}; \quad (5.7)$$

де  $K_H$  - коефіцієнт, що враховує нарахування на заробітну плату,  $K_H=1,375$ ;

$m_T$  - число тракторів,  $m_T=1$ ;

$f_1$  - денна тарифна ставка,  $f_1=18,75$  грн;

$K_{НК}$  - коефіцієнт, що враховує надбавку за класність,  $K_{НК}=1,1\_1,2$ .

Визначимо для:

- базової моделі

$$\sum KB_B = \frac{1,375 \cdot 1,18 \cdot 75 \cdot 1,15}{85,4} = 0,35 \text{ грн / га};$$

- для проекрованої

$$\sum KB_{\Pi} = \frac{1,375 \cdot 1,18 \cdot 75 \cdot 1,15}{111,72} = 0,26 \text{ грн / га};$$

Визначимо сумарні питомі експлуатаційні витрати за формулою (5.2):

- для базового агрегату

$$EB_B = 2,8 + 2,8 + 6,98 + 2,51 = 14,79 \text{ грн / га};$$

- для проектованого

$$EB_{\Pi} = 1,9 + 2,15 + 4,99 + 1,92 = 10,96 \text{ грн / га};$$

Економію по експлуатаційних витратах визначаємо за формулою:

$$\Delta EB = EB_B - EB_{\Pi}; \quad (5.8)$$

підставивши отримані вище дані, знайдемо:

$$\Delta EB = 14,79 - 10,96 = 3,83 \text{ грн / га}.$$

Знайдемо капітальні витрати за формулою:

$$KB = B / Q$$

- для базового варіанту

$$KB = 174,792 / 600 = 291,32 \text{ грн / га};$$

- для проектованого

$$KB = 174,892 / 600 = 291,48 \text{ грн / га}.$$

Приведені витрати знаходимо за наступною формулою, грн/га.

$$ПВ = EB + 0,15KB,$$

- для базового варіанту

$$ПВ = 14,79 + 0,15 \cdot 291,32 = 58,488 \text{ грн/га}$$

- для проектового

$$ПВ = 10,96 + 0,15 \cdot 291,48 = 54,682 \text{ грн/га}$$

Приведені витрати на весь обсяг робіт, грн.

$$ПВ_Q = ПВ \cdot Q$$

- для базового варіанту

$$ПВ_{QB} = 58,488 \cdot 600 = 35092,8 \text{ грн}$$

- для проектового

$$ПВ_{QP} = 54,682 \cdot 600 = 32809,2 \text{ грн}$$

Річний економічний ефект визначаємо за формулою:

$$E_p = ПВ_{QB} - ПВ_{QP}$$

підставивши дані, отримаємо:

$$E_p = 35092,8 - 32809,2 = 2283,6 \text{ грн.}$$

Термін окупності визначимо, користуючись формулою:

$$T_0 = \Delta KB / E_p, \quad (5.9)$$

підставивши дані, отримаємо:

$$T_0 = 100 / 22836 \approx 0,04 \text{ року.}$$

Розрахуємо річний економічний ефект за рахунок економії добрив. Для цього необхідно знайти витрати на мінеральні добрива, визначимо їх за формулою:

$$\sum Z = Z \cdot Ц_d, \quad (5.10)$$

де  $Ц$  – вартість добрив, грн./т;

$Z$  – норма внесення добрив, т/га.

Так погектарна витрата мінеральних добрив становитиме:

- для базової моделі

$$Z_B = 0,25 \cdot 3800 = 950 \text{ грн} / \text{га};$$

для проектної

$$Z_{II} = 0,125 \cdot 3800 = 475 \text{ кг} / \text{га};$$

Знайдемо річний економічний ефект з врахуванням витрат на технологічний матеріал за формулою:

$$E_{pд} = B_{дБ} - B_{дП} \quad (5.11)$$

де  $B_{дБ}$  – витрати на технологічний матеріал для базової машини, грн/га.

$B_{дП}$  – витрати на технологічний матеріал для проектної машини, грн/га.

Приведені витрати з врахуванням витрат на технологічний матеріал знаходимо за наступною формулою, грн/га

$$B_{д} = Z + ПВ \quad (5.12)$$

Підставивши дані для проектного та базового варіантів, отримаємо:

$$B_{д} = 950 + 58,488 = 1008,8 \text{ грн} / \text{га}$$

$$B_{дП} = 475 + 54,682 = 529,9 \text{ грн} / \text{га}$$

Приведені витрати з врахуванням витрат на технологічний матеріал на весь обсяг робіт, грн.

$$B_{дР} = B_{д} \cdot Q \quad (5.13)$$

Отримаємо, підставивши дані, такі значення:

$$B_{дРБ} = 1008 \cdot 600 = 605280 \text{ грн};$$

$$B_{дРП} = 529,9 \cdot 600 = 317940 \text{ грн};$$

Річний економічний ефект з врахуванням витрат на технологічний матеріал ( $E_{pд}$ ), грн.

$$E_{pд} = B_{дРБ} - B_{дРП} = 605280 - 317940 = 287340 \text{ грн}$$

Термін окупності додаткових капіталовкладень з врахуванням витрат на технологічний матеріал знаходимо за формулою:

$$T_{од} = \Delta KB / E_{pд}. \quad (5.14)$$

Підставивши дані, маємо:

$$T_{од} = 100 / 287340 = 0,0004 \text{ року.}$$

Таблиця 5.2 - Техніко-економічна ефективність впровадженого робочого органу відцентрового типу

| Показники                                                                                                       | Варіанти           |                     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|---------------------|
|                                                                                                                 | базовий            | проектний           |
| Склад агрегату                                                                                                  | МТЗ-82.1 + МВУ-0,5 | МТЗ-82.1 + МВУ-0,5М |
| Об'єм робіт (Q), га                                                                                             | 600                | 600                 |
| Продуктивність, ( $W_{год}$ ), га/год                                                                           | 12,2               | 15,96               |
| Витрата палива на 1 га, ( $H_{лмм}$ )                                                                           | 0,7                | 0,5                 |
| Балансова вартість машини (Б), грн.                                                                             | 78000              | 79000               |
| Експлуатаційні витрати (ЕВ), грн/га                                                                             | 14,79              | 10,96               |
| заробітна платня з нарахуванням (ЗП), грн/га                                                                    | 2,51               | 1,92                |
| амортизація основних засобів (А), грн/га                                                                        | 2,5                | 1,9                 |
| паливо-мастильні матеріали (Влмм), грн/га                                                                       | 6,98               | 4,99                |
| витрати на ТО, ПР, КР, зберігання (Врем), грн/га                                                                | 2,8                | 2,15                |
| мінеральні добрива (Z), грн./га                                                                                 | 950                | 475                 |
| Капітальні вкладення на 1 га (КВ), грн.                                                                         | 0,35               | 0,26                |
| Приведені витрати на 1 га (ПВ), грн.                                                                            | 58,488             | 54,682              |
| Річний економічний ефект (Ер), грн.                                                                             | -                  | 2283,6              |
| Річний економічний ефект з врахуванням витрат на технологічний матеріал (Ер), грн.                              | -                  | 287340              |
| Термін окупності додаткових капіталовкладень (То), років                                                        | -                  | 0,04                |
| Термін окупності додаткових капіталовкладень з врахуванням витрат на технологічний матеріал ( $T_{од}$ ), років | -                  | 0,0004              |

### Висновки по розділу

Запропоноване удосконалення розкидача добрив економічно доцільне при терміні окупності додаткових капітальних вкладень складе 0,04 року

використання машини. Річний економічний ефект від впровадження становить 2283,6 грн.

Оскільки, відбувається економія добрив в межах 50%, то проведені розрахунки економічної ефективності з врахуванням витрат на технологічний матеріал становлять 287340 грн/рік. Виходячи з цього, термін окупності додаткових капіталовкладень з врахуванням економії технологічного матеріалу 0,0004 року.

Крім того антропогенне евтрофування та забруднення води - основні процеси, що викликають деградацію річок, водосховищ, озерних систем і погіршення якості питної води. Головною причиною обох процесів є вплив сільськогосподарської діяльності, а саме нерівномірне внесення мінеральних добрив.

Загроза антропогенного евтрофування водойм стала актуальною в другій половині минулого століття. Коли вміст у воді фосфору, азоту, калію перевищує критичний рівень, прискорюються життєві процеси водних організмів. Як наслідок, починається масовий розвиток планктонних водоростей («цвітіння» води), що спостерігається в р.Дніпро, вода набуває неприємного запаху, підвищується вміст органічних сполук, які стимулюють розвиток сапрофітних бактерій (хвороботворних), знищуються цінні породи риб та їх кормова база – зообентос. Різко загострюється епідеміологічний стан на водних об'єктах.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі розглянуто критерії оцінки міцності, жорсткості та довговічності конструктивних систем сільськогосподарських машин. На основі літературних джерел ставновлено, що однією із причин поломок машин для розкидання органічних добрив є руйнування тримких конструктивних систем внаслідок виникнення і розвитку в їх елементах втомних дефектів типу тріщин. Умовою зародження і розвитку дефектів типу тріщин є циклічні навантаження від перешкод в експлуатаційних умовах (інтенсивні динамічні навантаження, вібрації, рельєфні та кліматичні умови), а також некоректні розрахунки при проектуванні рамних конструкцій.

У другому розділі проведені аналітичні дослідження напружено-деформівного стану проблемного зварного з'єднання рами розкидача твердих добрив, без врахування впливу стисненого кручення. Побудовані епюри розподілу дотичних напружень по контуру зварного з'єднання.

У третьому розділі проведено аналогічні вичислення тільки з врахуванням внутрішніх силових факторів стисненого кручення.

Результати аналітичних досліджень вказують на достатньо велике зростання максимальних дотичних напружень у зварному з'єднанні при врахуванні стисненого кручення, а це збільшення напружень в 1,74 рази.

Рекомендовано при проектуванні нових конструктивних систем обов'язково враховувати дію стисненого кручення на міцність зварних вузлів, це підвищить надійність та довговічність рамних конструкцій.

Запропоноване удосконалення розкидача добрив економічно доцільне при терміні окупності додаткових капітальних вкладень складе 0,04 року використання машини. Річний економічний ефект від впровадження становить 2283,6 грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агрономія/ За ред. М.М. Городнього. - К.: Вища школа, 1995. - 525 с.
2. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с.-г. техніки/ М.І. Грицигінна, С.М. Ковалюк.-К.: Аграрна наука, 2004. - 396 с.
3. Ценюх Я. Тенденції розвитку конструкцій розкидачів мінеральних добрив// Я. Ценюх, О. Ковальчук/ Збірник наукових праць. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого.- Дослідницьке, 2009. - Вип. 13. (27), кн.2. - С.44-48.
4. Грошев Л.М., Дмитриченко Н.Ф., Рибак Т.І. Надійність сільськогосподарської техніки. - К.: Урожай, 1990. - 192 с.
5. Попович П.В. Моделювання експлуатаційної навантаженості несучих систем розкидачів добрив типу ПРТ-10/ П.В. Попович, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш// "Проблема надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва". Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. - Х.: ХНТУСГ. - 2014. - Вип. 151, С.367-372.
6. Критерії оцінки міцності конструкцій с/г машин при динамічному навантаженні / Т.І. Рибак, Н.І. Хомик, Я.Т. Рибак, П.В. Попович // Механіка і нові технології: Матеріали доповідей науково-технічної конференції. - Севастополь. - 1995. - С.40-43..
7. Сташків М.Я. Дослідження впливу стисненого кручення на міцність зварного з'єднання елементів рами розкидача твердих органічних добрив/ М.Я. Сташків, М.І. Підгурський, Т.А. Довбуш, І.М. Бортник// «Технічні системи і технології тваринництва» «Технічний сервіс машин для рослинництва». Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. - Х.: ХНТУСГ. - 2016. - Вип. 170, С. 164-171.
8. Рибак Т.І., Ріпецький Є.Й., Довбуш Т.А. Удосконалення методики оцінювання ресурсу роботи несучих систем сільськогосподарських машин // Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки. Вісник ТНТУ. – Т.: ТНТУ. – 2012. – №4(68), С.107–113.
9. Попович П. В. Уніфікація дослідження напружено-деформованого стану несучих конструктивних систем / Павло Васильович Попович, Микола Ярославович Сташків, Тарас Анатолійович Довбуш // Вісник ТНТУ — Тернопіль

: ТНТУ, 2015.— Том 78.№2.— С. 153-163.—(Машинобудування; автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

10. Довбуш Т.А. Методика визначення внутрішніх силових факторів рами ПРТ-10/ Т.А. Довбуш, Г.Б. Цьонь// Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів "Актуальні задачі сучасних технологій".— Тернопіль. — ТНТУ,2013.—С. 35.

11. Довбуш Т.А. Методика розрахунку рами ПРТ-10/ Т.А. Довбуш, А.Д. Довбуш // XVIII Наукова конференція ТНТУ імені Івана Пулюя.— Тернопіль. — ТНТУ,2014.— С. 76-77.

12. Довбуш Т.А., Довбуш А.Д., Цьонь Г.Б. Вплив лінійних розмірів елементів рами на ефективність використання ММПЕД та його модифікацій // XVI Наукова конференція ТНТУ імені Івана Пулюя "Матеріалознавство та машинобудування". Збірник тез. Том2.— Тернопіль. — ТНТУ,2012.—С.125

13. Прикладна механіка і основи конструювання: навчально - методичний посібник до розрахунково - графічної роботи / укл.: А. Д. Довбуш, Н. І. Хомик, Т. А. Довбуш, Н. А. Рубінець. — Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2015. — 116 с.

14. Popovych P. , Poberezhny L. , Shevchuk O. , Murovanyi I. , Dovbush T. , Koval Yu. , Hrytsuliak H. Evaluation of strength of carrying metal structures of trailers. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2020. Vol. 100, nr 2. pp. 58-69.

15. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. — Львів: Новий світ, 2000. — 230 с.

16. Цивільна оборона. Підручник /За ред. В.С. Франчука, Львів: ЛБК НБУ; Київ: Знання, 2001. — 256с.

17. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. — Львів: ЛБК НБУ; Київ: . Знання, 2000. — 188с.

18. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для спеціальності 133 Галузеве машинобудування / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.

19. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хімміліорантів: дис. доктора техн. наук / В.В. Адамчук. – К., 2006. – С. 441
20. Хайлис Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин. – К. : Вид-во УСГА, 1992. – 235 с. 46 Д