

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

Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: **Обґрунтування параметрів вузлів рами розкидача добрив**

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МСм-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Михневич Ю.С.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Довбуш Т.А.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Довбуш А.Д.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Цьонь О.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль 2020

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та	Окіпний І.Б., доцент		
безпека у надзвичайних ситуаціях	Клепчик В.М., ст.викл.		

7. Дата видачі завдання

01 вересня 2020 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування	до 20.11.20	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	до 01.12.20	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	до 05.12.20	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 08.12.20	
9	Реферат. Вступ. Висновки.	до 10.02.20	
10	Графічна частина. Специфікації	до 12.12.20	

Студент

(підпис)

Михневич Ю.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Гевко Р.Б.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Михневич Юрій Степанович

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів вузлів рами розкидача добрив»

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

Керівник роботи – Довбуш Тарас Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань (21 найменувань). Загальний обсяг текстової частини – 50 сторінках, на яких є 17 рисунків. Додатки розміщені на 3 сторінках. Графічна частина складається з 6 аркушів формату А1.

Актуальність теми роботи

Складовою частиною конструкторсько-технологічного проектування є розрахунок на міцність, жорсткість та довговічність найбільш навантажених зварних з'єднань. При конструюванні зварних рамних конструкцій сільськогосподарських машин необхідно проводити поетапно. На першому етапі проведено вибір конструктивної схеми матеріалу та поперечних перетинів, проведено розрахунок на міцність. На другому етапі проведено дослідження механічних характеристик матеріалів запропонованих для використання. На третьому етапі проведено аналітичні дослідження напружено-деформівного стану зварного з'єднання розкидача твердих добрив без врахування силових факторів стисненого кручення та з їх врахуванням. Робота має наукову та практичну доцільність дані дослідження поставлені з мету магістерської роботи.

Мета роботи

Обґрунтування додаткових аналітичних досліджень зварних з'єднань рами розкидача твердих добрив на міцність та визначення напружено-деформівного стану враховуючи весь спектр внутрішніх силових факторів.

Завдання дипломної роботи магістра:

- провести класифікацію рамних конструкцій сільськогосподарських машин;
- проаналізувати критерії оцінок міцності, жорсткості та стійкості конструктивних систем;
- обґрунтувати доцільність проведення додаткових аналітичних досліджень рамних конструкцій;
- провести аналіз розподілу дотичних напружень в зварному з'єднанні без врахування внутрішніх силових факторів стисненого кручення;
- аналітично визначити геометричні характеристики стисненого кручення;
- визначити величини внутрішніх силових факторів стисненого кручення;
- провести аналіз розподілу дотичних напружень в зварному з'єднанні з врахуванням внутрішніх силових факторів стисненого кручення;
- обґрунтувати причини виникнення руйнувань у зварному з'єднанні рами розкидача твердих органічних добрив;
- визначити негативні фактори впливу на людський організм зварювання та їх усунення;
- провести розрахунок заземлення зварного цеху;
- розглянути першочергові дії персоналу зварювального цеху під час виникнення надзвичайної ситуації – пожежі.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Зварний вузол конструктивної системи розкидача добрив.

Предмет дослідження. Площина зварного з'єднання; геометричні характеристики площини поперечного перетину зварного з'єднання; внутрішні силові фактори стисненого кручення; дотичні напруження від дії всього спектру внутрішніх силових факторів.

Методи дослідження. Аналітичний з використанням знань опору матеріалів, математичного аналізу, теоретичної механіки, графіки, метод кінцевих елементів.

Наукова новизна отриманих результатів.

Аналітичні дослідження доводять необхідність врахування частки напружень від дії внутрішніх силових факторів стисненого кручення на міцність зварних з'єднань.

Практичне значення отриманих результатів.

Проведені аналітичні дослідження підтверджують необхідність визначення напружено-деформівного стану зварного вузла від всього спектру внутрішніх силових факторів. Дані розрахунки забезпечать довгострокову міцність конструктивної системи сільськогосподарської машини.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на IX Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Тернопіль, ТНТУ, 25-26 листопада 2020 року.

Ключові слова: зварний вузол, поперечний перетин, перерізуюча сила, крутний момент, бімомент, геометричні характеристики, напруження.

ЗМІСТ

	Стр.
ВСТУП	8
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	9
1.1 Класифікація рамних конструкцій сільськогосподарських машин	9
1.2 Конструктивна система розкидача твердих добрив	16
1.3 Обґрунтування теми дипломної роботи магістра	17
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	19
2.1 Обґрунтування додаткових аналітичних досліджень	19
2.2 Конструктивні розрахунки зварного вузла без врахування силових факторів стисненого кручення	21
2.3 Розрахунки на міцність зварного вузла від загального крутного моменту та поперечної сили	26
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ.....	29
3.1 Обґрунтування додаткових внутрішніх силових факторів від стисненого кручення	29
3.2 Розрахунки геометричних характеристик стисненого кручення в перетині зварного з'єднання	34
3.3 Дослідження напружено-деформівного стану зварного вузла	36
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	41
4.1 Безпека праці при виконанні зварювальних робіт	41
4.2 Захист персоналу та навколишнього середовища від небезпечних виробничих факторів	44
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	47
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	48
ДОДАТКИ.....	51

ВСТУП

Сільськогосподарські машини виконують широкий спектр робіт пов'язаних з виконанням найрізноманітніших аграрних робіт. В більшості випадків вони працюють в умовах бездоріжжя, що спричиняє виникнення додаткових динамічних навантажень, які призводять до передчасного виходу з ладу, в основному, рамних конструкцій. Рамна конструкція – це жорстка механічна система виконана з багатопрофільних поперечних перетинів, жорстко з'єднаних між собою. В переважній більшості, елементи конструктивної системи з'єднані за допомогою зварки.

Зварні з'єднання – це нероз'ємні з'єднання, які базуються на основі міжмолекулярних сил, отриманих шляхом місцевого нагріву. З'єднання даної групи є найбільш раціональним нероз'ємним з'єднанням, яке дозволяє з'єднувати елементи різних поперечних перетинів, різних рівнів та поперечних габаритів. Міцність зварних з'єднань доведена до міцності металу, з якої виготовлена рама в цілому.

Вихід конструктивних систем сільськогосподарських машин з ладу, відбувається в більшості випадків за рахунок руйнування саме зварних з'єднань. Це відбувається за рахунок виникнення додаткових концентраторів напружень, в деяких випадках, при недотриманні технології операції зварювання.

Важливе значення в довговічності зварних з'єднань має місце його детальний розрахунок на міцність. В даній роботі ставимо за мету провести ґрунтовне аналітичне дослідження напружено-деформівного стану зварного з'єднання від дії повного спектру внутрішніх силових факторів, що виникають в рамних конструкціях при експлуатації в екстремальних умовах.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Класифікація рамних конструкцій сільськогосподарських машин

Створення нових конструкцій зварних рам сільськогосподарських машин з раціональними техніко-економічними показниками можливе лише за умов взаємопов'язаного комплексного рішення конструктивних і технологічних задач проектування на всіх стадіях, тобто від технічного завдання до робочого проекту.

Раціональність конструктивної системи сільськогосподарської машини залежить від усіх складових частин, а саме: матеріалів, типорозмірів прокату, методів зварки вузлів рами, вибору геометрії та конструкції а також технологічного процесу її виготовлення. Проводиться раціональність конструкції показниками несучої здатності і технологічності [1].

Несуча здатність зварної конструктивної системи сільськогосподарської машини – це її здатність протягом визначеного часу витримувати діючі експлуатаційні навантаження до виникнення характерних ознак руйнування, а саме: виникнення тріщин, руйнування з'єднань, втрати стійкості окремих елементів, технічного відмовлення.

Технологічність зварних вузлів рамної конструкції визначається такими критеріями як, мінімізація матеріальних затрат, необхідних на технічну підготовку виробництва, виготовлення, експлуатацію та ремонт.

Довговічність зварних з'єднання рамної конструкції характеризується зберіганням роботоздатності при встановленому режимі експлуатації. Показники довговічності – це середній термін експлуатації сільськогосподарської машини.

Оцінку міцності зварних з'єднань конструктивних систем сільськогосподарських машин розбивають на три етапи.

На першому етапі проводять вибір матеріалів, визначення типів та розмірів поперечних перетинів, розрахунок внутрішніх силових факторів та розрахунки на міцність.

На другому етапі ведуться розрахунки на витривалість найбільш навантажених зварних з'єднань для подальших оцінки міцності та довговічності конструктивної системи у цілому.

На завершені проводять розрахунки на стійкість в умовах статичного та динамічного навантаження.

Визначення внутрішніх силових факторів рамних конструкцій – це складний аналітичний процес, який залежить від конфігурації рами. З аналітичних методів рекомендовано використовувати метод сил та переміщень, для більш складних рам доцільно використовувати модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації [2]. На даному етапі можна застосовувати у більшості випадків для достовірності отриманих аналітичних результатів один із пакетів прикладних програм, а саме: Ліра, Matlab.

Розрахунок довговічності на витривалість виконується із метою визначення на етапі проектування терміну роботи зварних вузлів конструктивних систем при всіх експлуатаційних режимах. Розрахунки базуються на порівнянні аналітичних та експериментальних показників напруженого стану найбільш навантаженого зварного з'єднання.

При виготовленні зварних конструктивних систем із тонкостінних поперечних перетинів великої довжини приводить до необхідності в перевірці їх стійкості. Розрахунок на стійкість зводить до визначення критичної сили за формулу Ейлера та порівняння її з аналітично отриманою. При не виконанні умови стійкості слід збільшувати розміри поперечних перетинів [3].

Конструкційні сталі із яких виготовляють зварні рамні конструкції повинні відповідати наступним вимогам:

- мати високі експлуатаційні властивості, а саме: достатні фізико-механічні властивості в початковому стані так і зварних з'єднаннях;

- протидіяти корозії при роботі в агресивних середовищах при внесенні добрив і хімічних речовин для захисту рослин;
- забезпечувати надійну роботу конструктивної системи протягом заданого часу експлуатації;
- відповідати технологічним вимогам штампування та зварки;
- мати невисоку собівартість.

Головна умова раціонального конструкторсько-технологічного проектування зварних рамних конструкцій полягає в максимальному використанні однакових типорозмірів поперечних перетинів та методики зварки та уніфікації конструкції. Рівень уніфікації конструкції рамних конструкцій сільськогосподарських машин встановлюється на стадії видачі технічного завдання на проектування [4].

Для уніфікації проектування зварних конструктивних систем сільськогосподарських машин встановлена їх класифікація. Для кожного класу рам встановлені відповідні вимоги до виготовлення та експлуатації. Встановлено три класи зварних рамних конструкцій, кожен з яких має характерні лише їм конструкторські властивості [1].

До першого класу належать конструкції рам сільськогосподарських машин, а саме: плугів, сівалок, культиваторів, лушпильників, (рис. 1.1, рис. 1.2, рис. 1.3). Дані рами машин використовуються для виконання одного чи двох технологічних процесів. Рамні конструкції першого класу плоскі, що визначено технологічним процесом, який вона виконує, а саме розміщенням робочих органів на одному рівні відносно поверхні ґрунту. Для рамних конструкцій даного класу обов'язкова присутність в конструкції рами несучої балки, яка в більшості випадків розміщена під кутом до напрямку руху сільськогосподарської машини. Для забезпечення взаємозагальної дії робочих органів (паралельності руху, однакової глибини обробки ґрунту, ширини захвату) до конструкції рам першого класу в цілому і до її окремих елементів ставляться підвищені вимоги до жорсткості, тобто мінімізувати деформації одного робочого органу по відношенню до іншого.

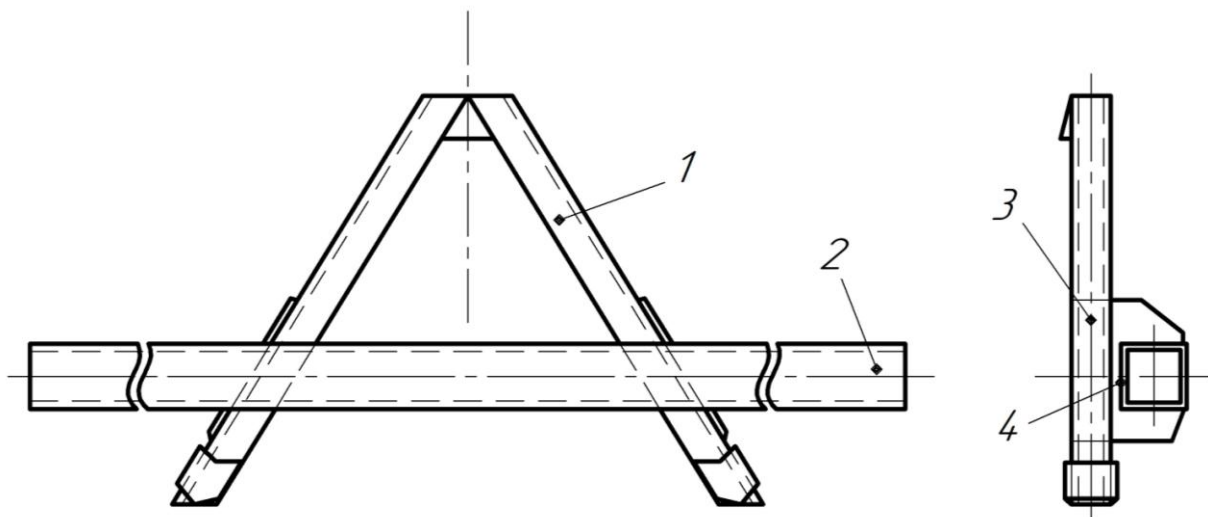


Рисунок 1.1. Культиватор шестирядний навісний КРН-4,2

1 – швелер №8; 2 – труба 80x80x12; 3,4 – лист 10 мм.

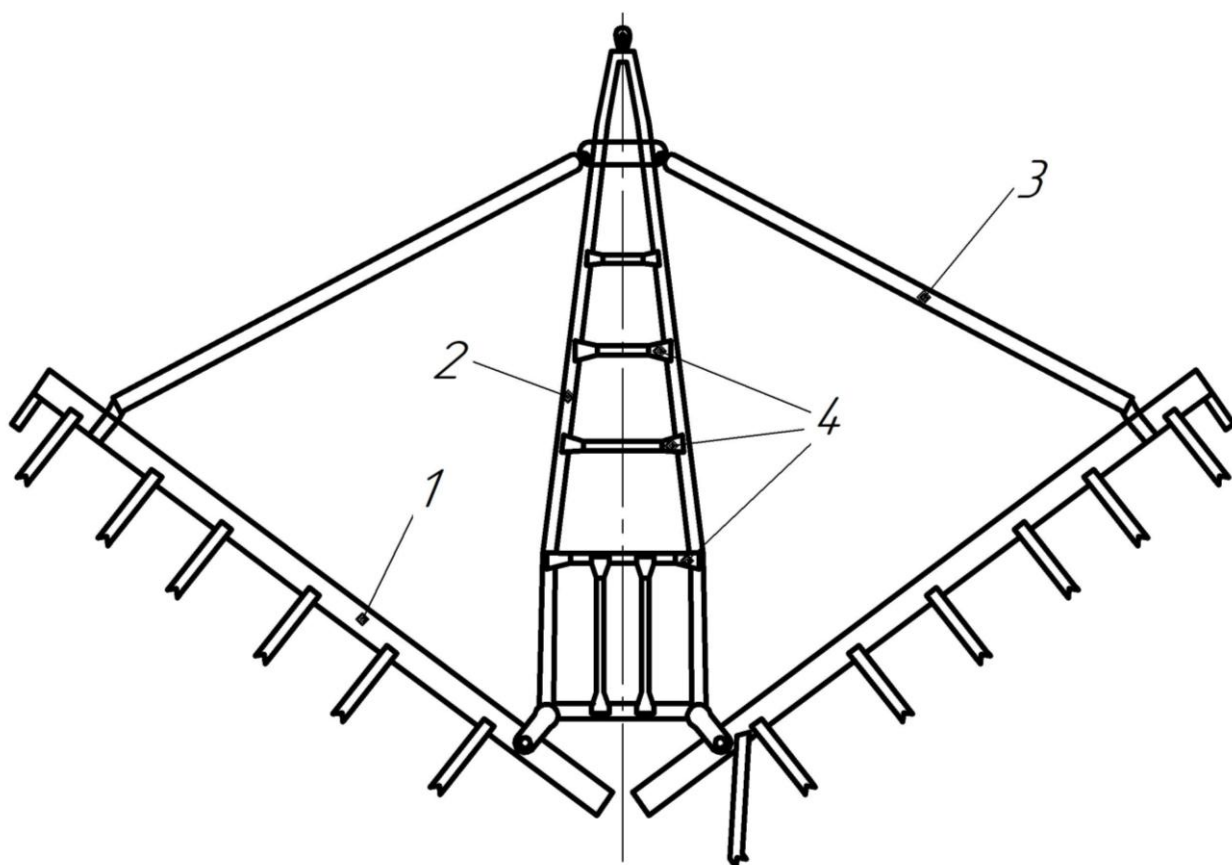


Рисунок 1.2. Луцильник дисковий причіпний ЛГД-10

1 – труба 100x100x8 мм; 2 – швелер №8; 3 – кутник 75x50x5 мм; 4 – лист 6 мм.

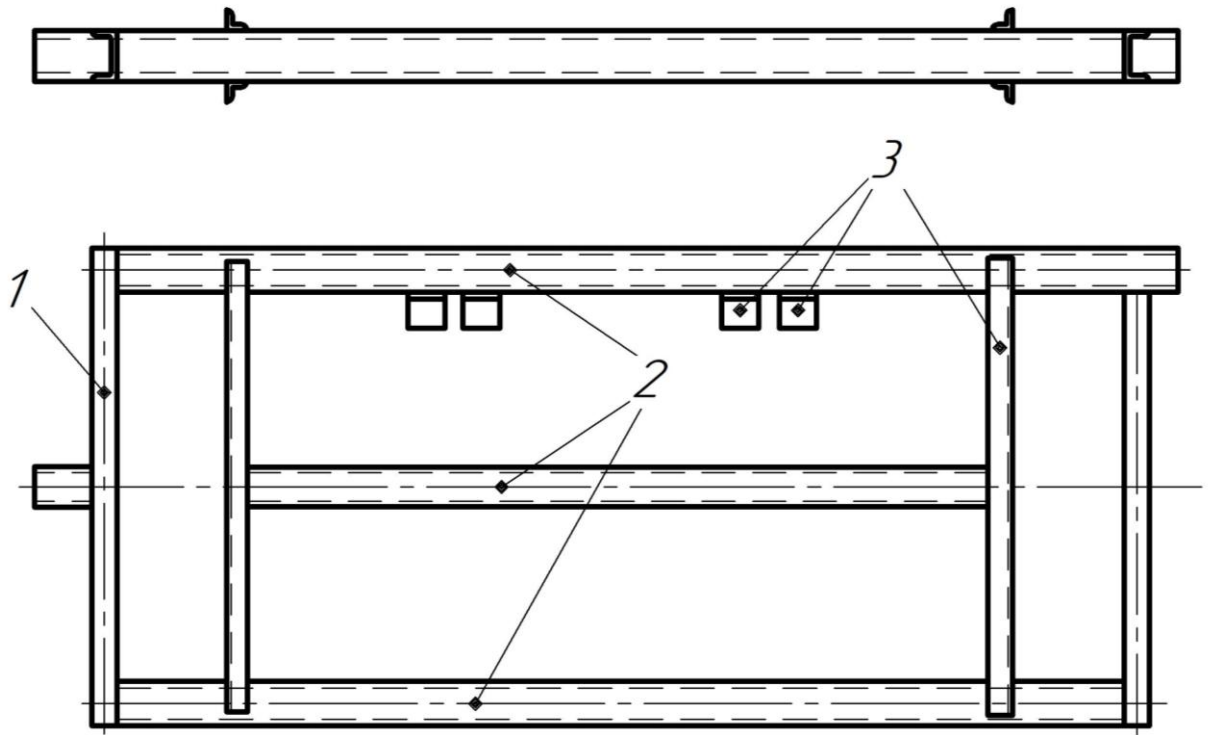


Рисунок 1.3. Культиватор важкий протиерозійний причіпний КПЕ-3,8
1 – труба 100x50x6 мм; 2 – труба 100x100x6 мм; 3- кутник 75x50x6 мм.

Конструктивні зварні системи другого класу об'єднують рами, які виконують комплекс технологічних сільськогосподарських операцій і виконуються групою агрегатів, розміщених на різних рівнях відносно поверхні ґрунту. До цього класу відносять зернозбиральні, бурякозбиральні та картоплезбиральні комбайни (рис.1.4). Дані рамні конструкції мають просторову конфігурацію. Вимоги до жорсткості до рам даного класу не нижчі ніж до машин першого класу, але завдяки конструктивним схемам ці вимоги виконуються значно простіше.

Третій клас – це зварні рами транспортних сільськогосподарських машин, який об'єднує конструктивні системи, які працюють в транспортному режимі в умовах агресивних середовищах.

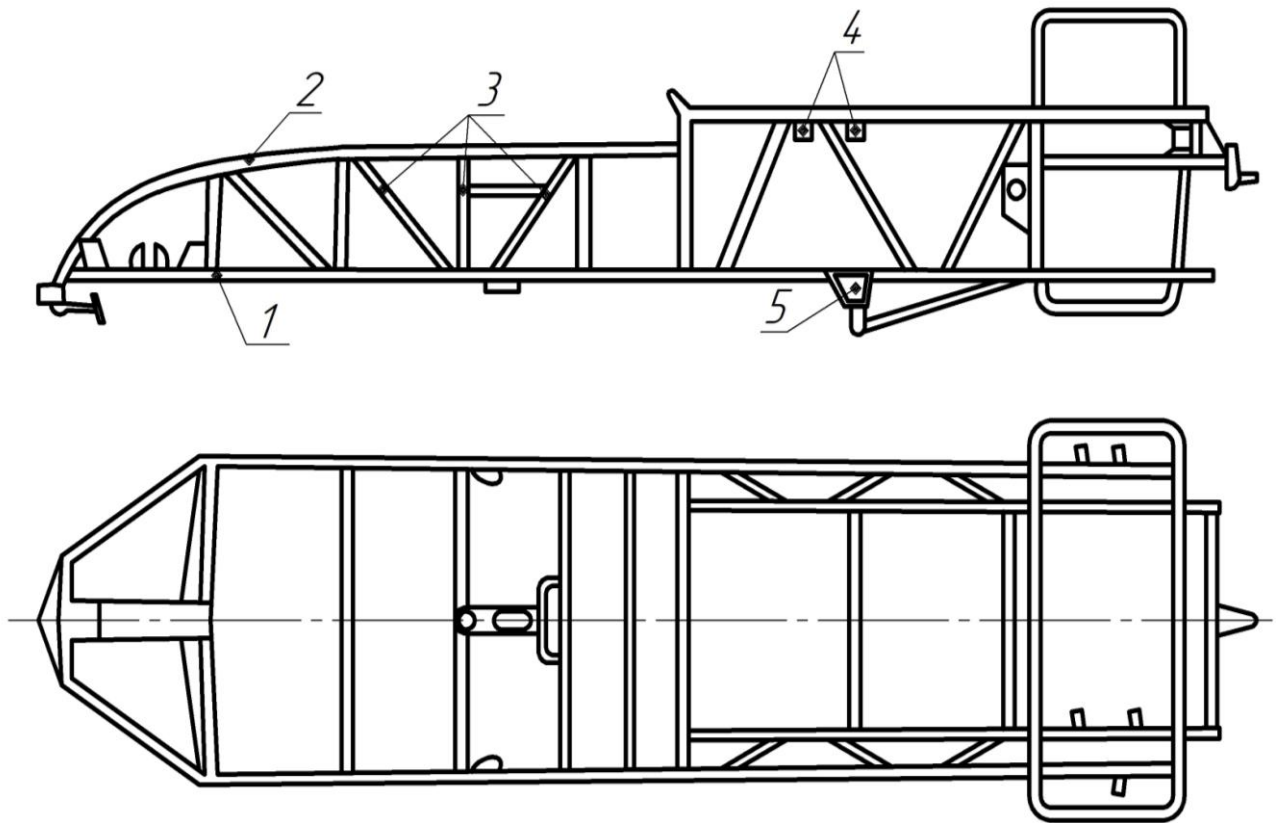


Рисунок 1.4. Комбайн картоплезбиральний причіпний ККУ-2

1 – кругла труба 76x5 мм; 2 – кругла труба 60x5 мм; 3 – кругла труба 50x5 мм;
4 – лист 5 мм; 5 – лист 6 мм.

В основному це рами машин для внесення добрив та хімічного захисту рослин. Рами цього класу просторові та прямокутні (рис. 1.5, рис. 1.6). Дані транспортні машини працюють в умовах бездоріжжя та доріг низької якості. Зварні конструкції рамного класу повинні бути піддатливими і одночасно достатньо жорсткими при русі на великих швидкостях на дорогах хорошої якості. Якщо ця умова не буде виконуватися, є можливість виникнення резонансу, що приведе до руйнування конструкції в цілому.

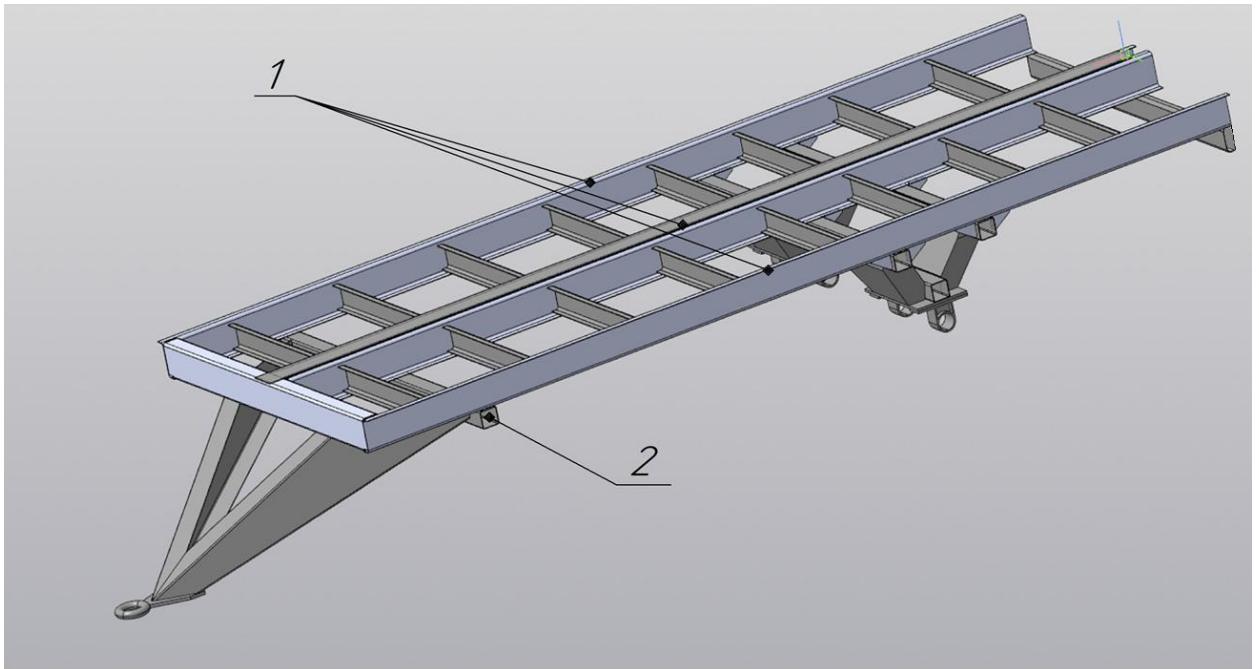


Рисунок 1.5 Рама розкидача твердих органічних добрив
1 – Z-подібний профіль 200x87x5 мм, 2 – труба 100x80x5 мм.

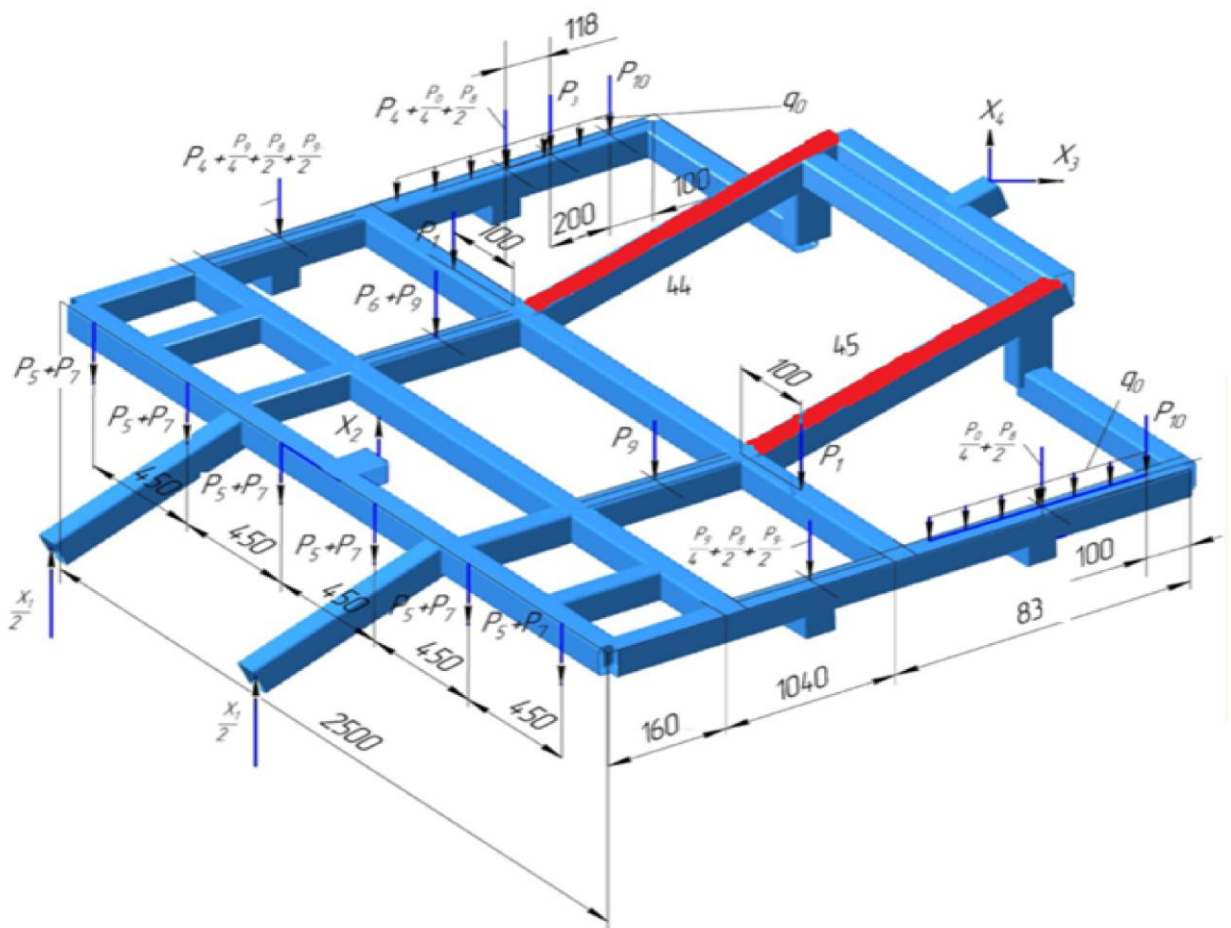


Рисунок 1.6 Конструктивна система із навантаженнями
бурякозбирального комбайна КС-6Б

1.2. Конструктивна система розкидача твердих добрив

Мобільна техніка, яка використовується в сільському господарстві, в більшості випадків є технікою, яка працює регламентований період часу, а саме: обробка ґрунту, посів, хімізахист, збір врожаю, удобрення і т. д. Іншими словами, ця техніка працює в певну пору року, в короткий період часу і, в деяких випадках, цілодобово. Основна вимога до сільськогосподарської техніки такого типу полягає в тому, щоб вона в період експлуатації працювала без поломок і простоїв.

Рама розкидача твердих добрив є основою машини, яка несе технологічну сировину, а також механізми для подачі та розкладання добрив по полю. На (рис. 1.7) показана конструктивна система розкидача добрив з довільною системою розміщення добрив [5].

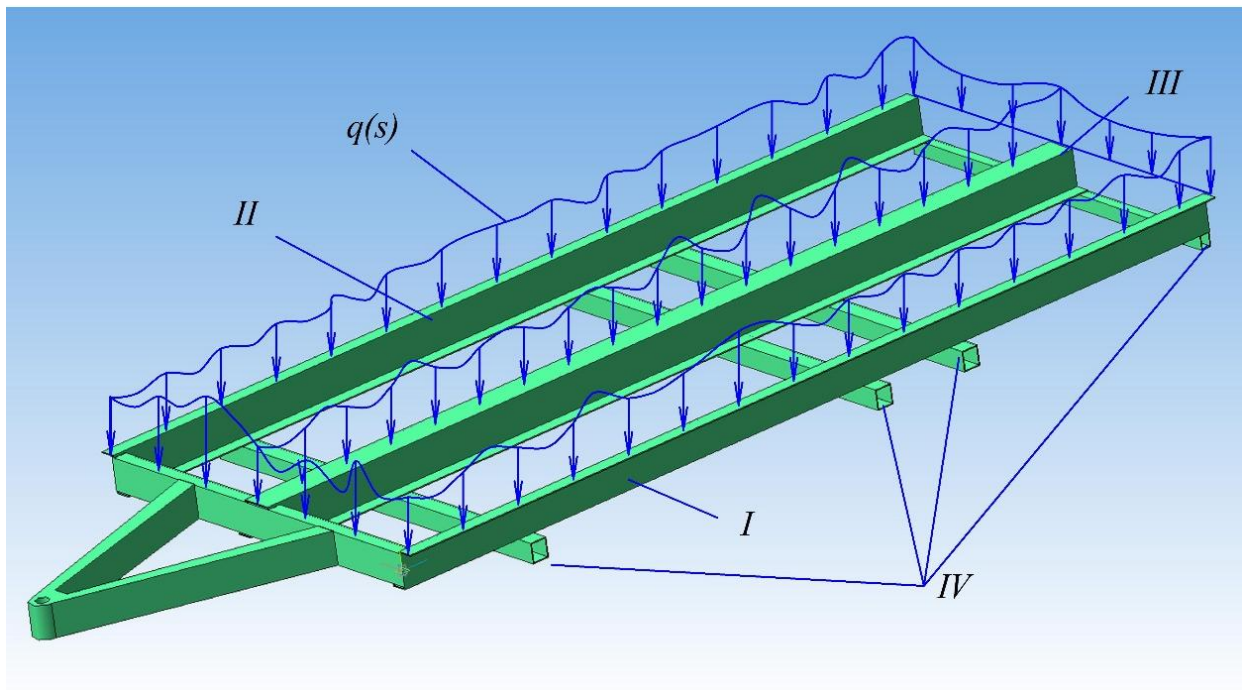


Рисунок 1.7. Узагальнене зовнішнє навантаження:

$q(s)$ – розміщення добрив;

I, II, III – несучі балки;

IV – з'єднуючі елементи.

Класифікація відмов рамних конструкцій показана на рис. 1.8

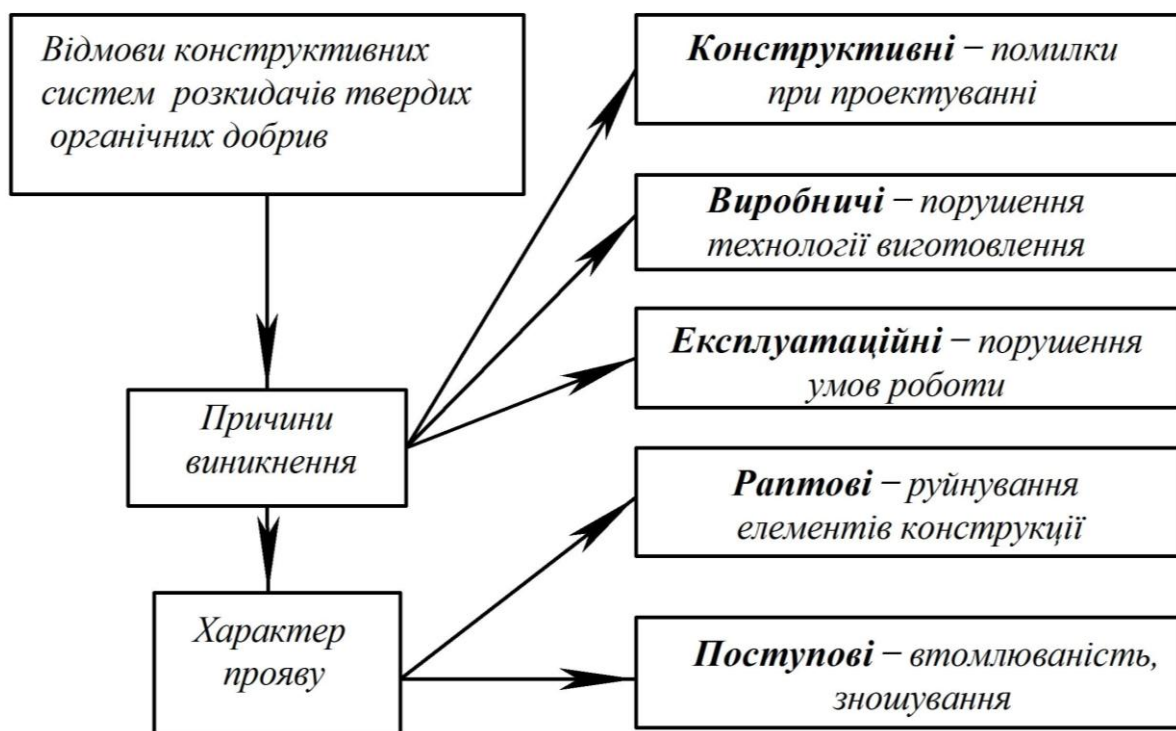


Рисунок 1.8 Види поломок

Проведено візуальні дослідження рамних конструкцій розкидачів твердих добрив. Виявлено безліч ознак руйнування в зонах зварних з'єднань. Ремонтують дані руйнування накладанням пластин, якими зварюють тріщини, які виникли під час експлуатації.

1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра

Основою довільної сільськогосподарської машини становить конструктивна система, або іншими словами – рама. Її вага становить 10-50% ваги машини. Рама складається з набору стержнів різних довжин та поперечних перетинів, які жорстко з'єднанні між собою, в основному за рахунок зварки.

Рама це та частина мобільної машини до якої кріпиться все технологічне та енергетичне оснащення, яке повинне забезпечувати відповідний

технологічний процес, наприклад: обробіток ґрунту, внесення органічних та неорганічних добрив, посів, хімзахист і т.д.

Основні вимоги до конструктивних систем це забезпечення міцності та жорсткості при виконанні технологічних процесів.

Рама розкидача твердих органічних добрив (див. рис. 1.7) виготовлена з різних типопрофілей: відкритих і закритих. Несучі балки виготовлені з відкритих тонкостінних та закритих поперечних перетинів різних розмірів.

Машина для розкидання добрив працює в умовах бездоріжжя, що спричиняє значні динамічні навантаження. Дані умови сприяють виникненню, насамперед, руйнування в зонах зварних з'єднань.

В даній магістерській роботі за мету поставлено наступні задачі: провести аналіз напружено-деформівного стану проблемного зварного з'єднання сільськогосподарської машини по розкиданню твердих органічних добрив для двох випадків, а саме: без врахування силових факторів стисненого кручення та з їх врахуванням.

У роботі виконати аналітичні визначення геометричних характеристик конкретного зварного з'єднання, побудувати епюри сумарних дотичних напружень і провести порівняння їх значень.

У роботі провести аналіз конструкції рам сільськогосподарських машин, а також вказати небезпеки, які виникають у процесі зварювальних робіт, як їх запобігти. Дати рекомендації дії персоналу зварювального цеху при виникненні техногенних ситуацій, а саме пожеж.

У графічній частині відобразити результати розробок по даній магістерській роботі.

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 [6].

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 [7, 8, 9]. 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).

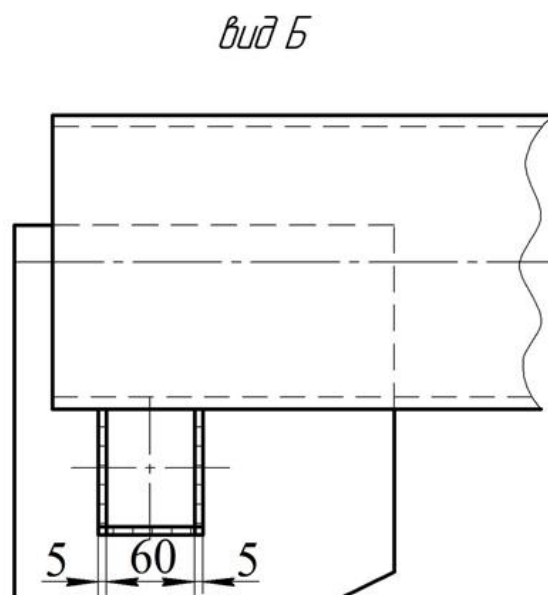
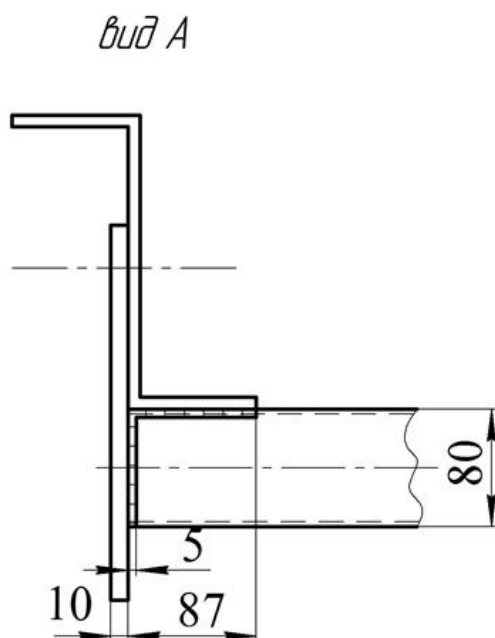
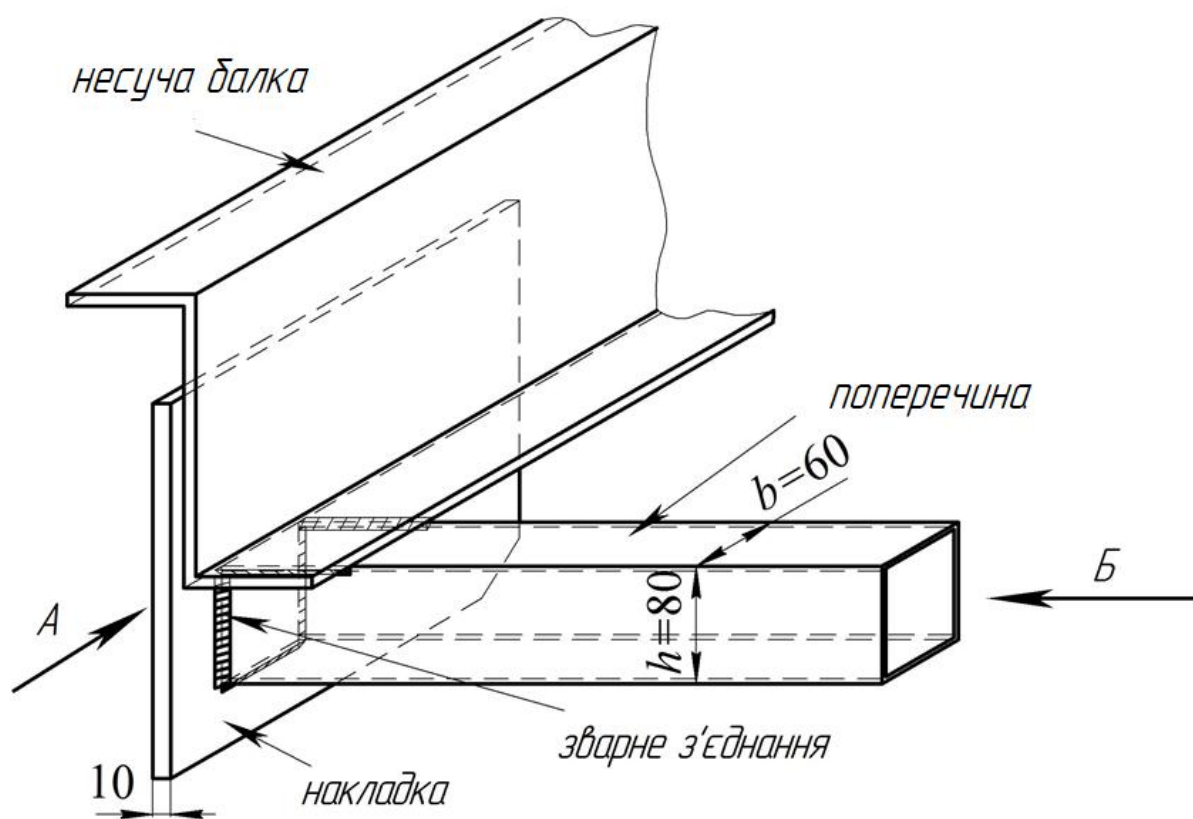


Рисунок 2.1. Зварне з'єднання поперечини з несучою балкою

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 [10-13]. Відповідно в даному зварному з'єднанні діють: $Q = 7750 \text{ Н}$; $K_0 = 1420 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Слід зауважити, що крутний момент K_0 , 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).

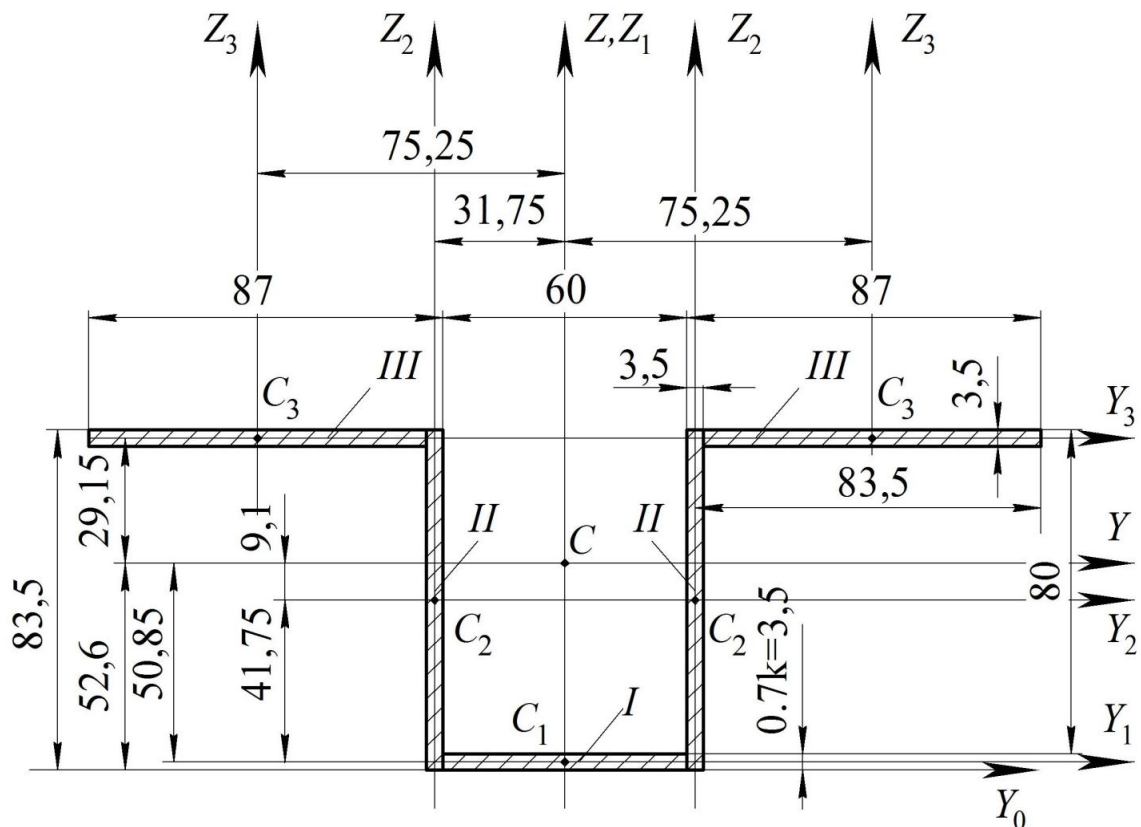


Рисунок 2.2. Схематизація зварного вузла

З літературних джерел [14] 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.

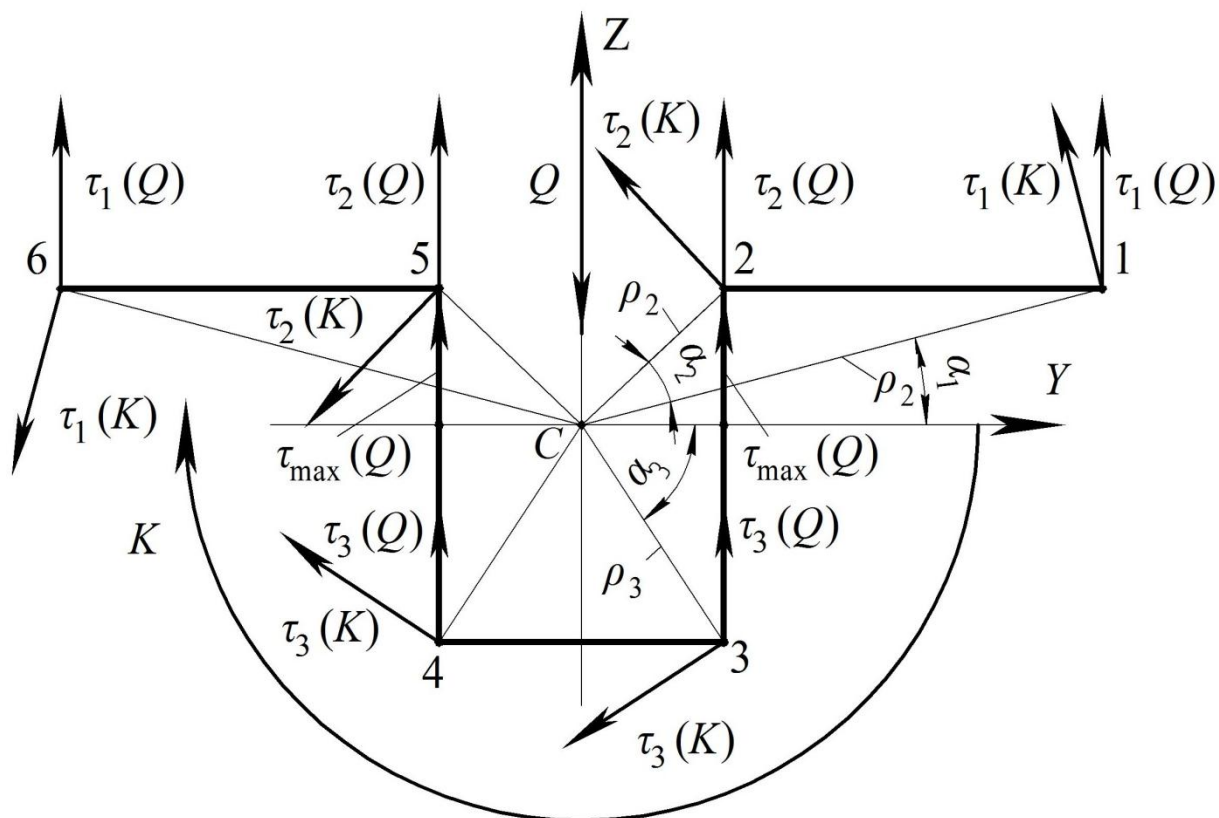


Рисунок 2.3. Векторна схема напрямків напружень

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 ρ_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;

$S_Y(z)_i$ – 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].

$$z_C = \frac{\sum_{i=1}^3 (S_{y_0})}{\sum_{i=1}^3 (F_i)}, \quad (2.4)$$

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

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

F_i – величина площі поперечного перерізу i -ої складової;

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

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

$$F_3 = (87 - 3,5) \cdot 3,5 = 292,25 \text{ мм}^2.$$

Таким чином

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

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_1} , I_{Y_2} , I_{Y_3} , 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)

$$I_{Y_1} = \frac{60 \cdot 3,5^3}{12} = 214 \text{ мм}^4,$$

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

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

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

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

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

Остаточно 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. 3.2)

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

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

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

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

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:

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

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

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

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

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

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

α_i – кут між складовими дотичних напружень (рис. 2.2, рис. 2.3),

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

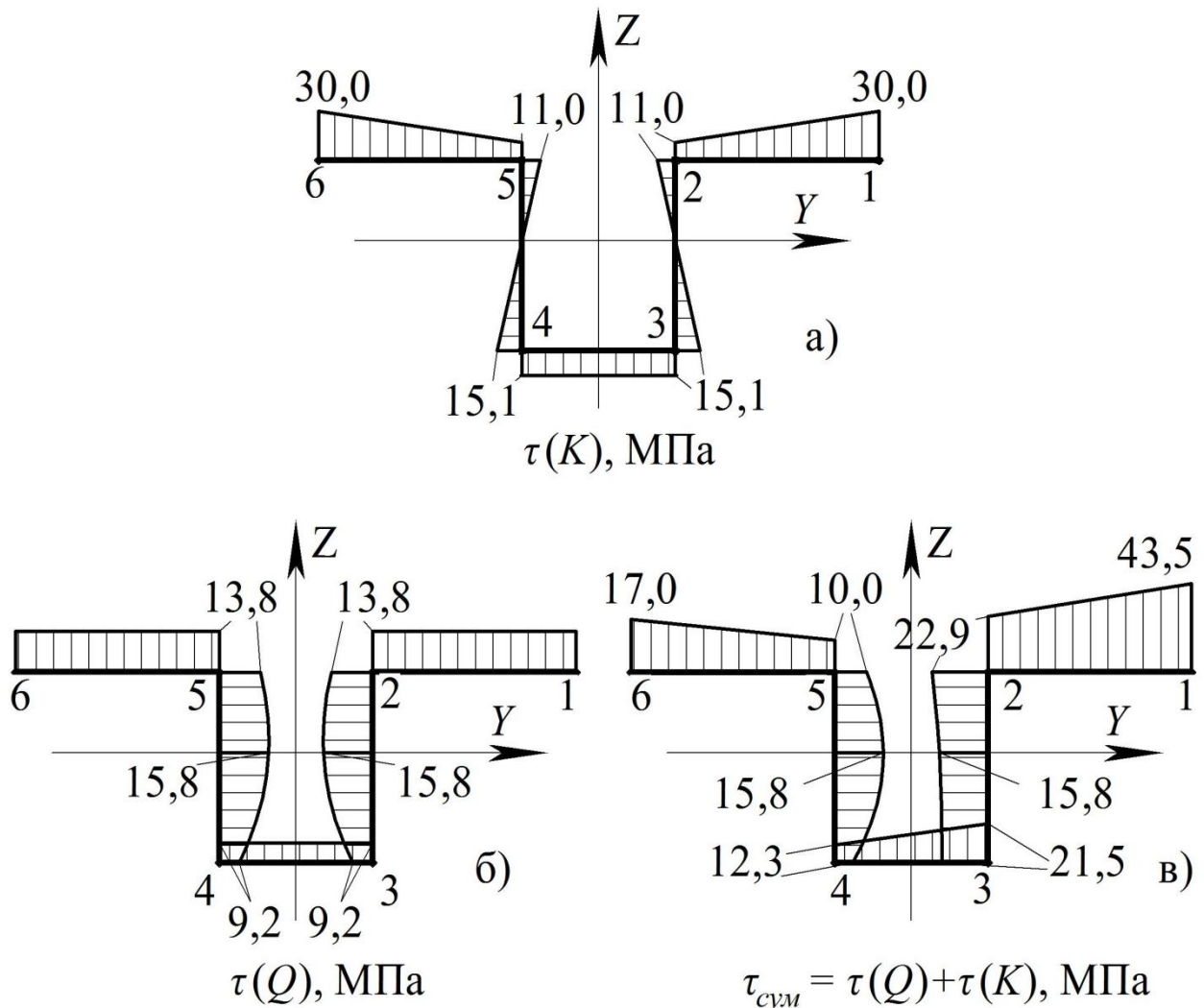


Рисунок 2.4. Графіки зміни дотичних напружень у зварному з'єднанні

За отриманими результатами будуюмо 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 $\tau_{\text{MAX}} = 43,5 \text{ МПа}$.

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.

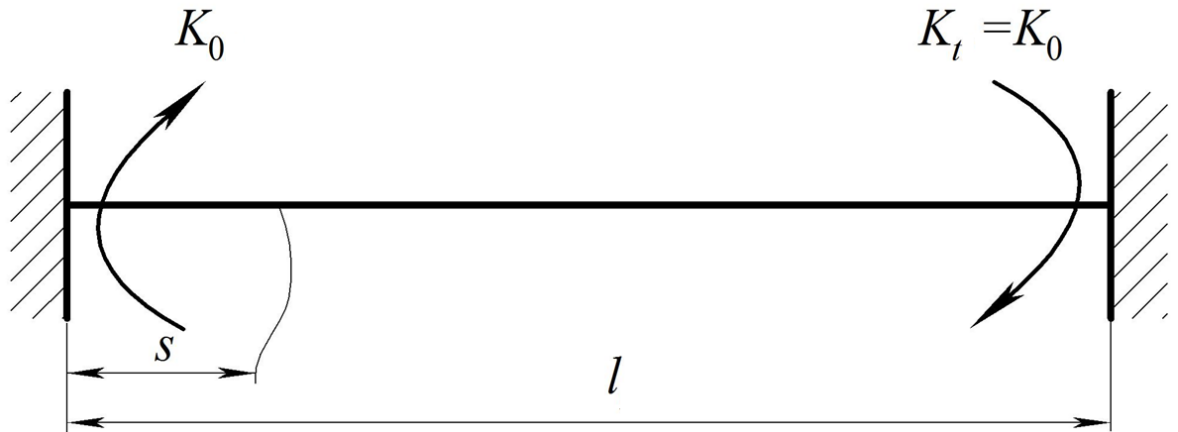


Рисунок 3.1. Схема навантаження поперечини конструкції

В даному випадку поперечина передає постійний за величиною загальний крутний момент K_0 . Записуємо рівняння початкових параметрів, кутів закручування для елемента який досліджуємо [16, 17]:

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

де θ_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

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

μ – коефіцієнт спотворення прямокутного поперечного перетину,

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

I_K – крутний момент інерції прямокутного поперечного перерізу;

I_ω – 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_ω , згинально-крутний момент M_ω , момент чистого кручення M_K , які пов'язанні диференціальними рівняннями [2, 16].

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

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

де M_ω – згинально-крутний момент, Нм;

K – загальний момент кручення, Нм;

B_ω – згинально-крутний бімомент, Нм²;

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:

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

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

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:

$$\text{- згинально-крутний бімомент } B_{\omega 0} = B_{\omega t} = \frac{K_0}{k} \cdot \frac{kl - sh(kl)}{1 - ch(kl)}; \quad (3.9)$$

$$\text{- згинально-крутний момент } M_{\omega 0} = M_{\omega t} = K_0; \quad (3.10)$$

$$\text{- момент чистого кручення } M_{K0} = K_0 - M_{\omega_0} = 0. \quad (3.11)$$

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

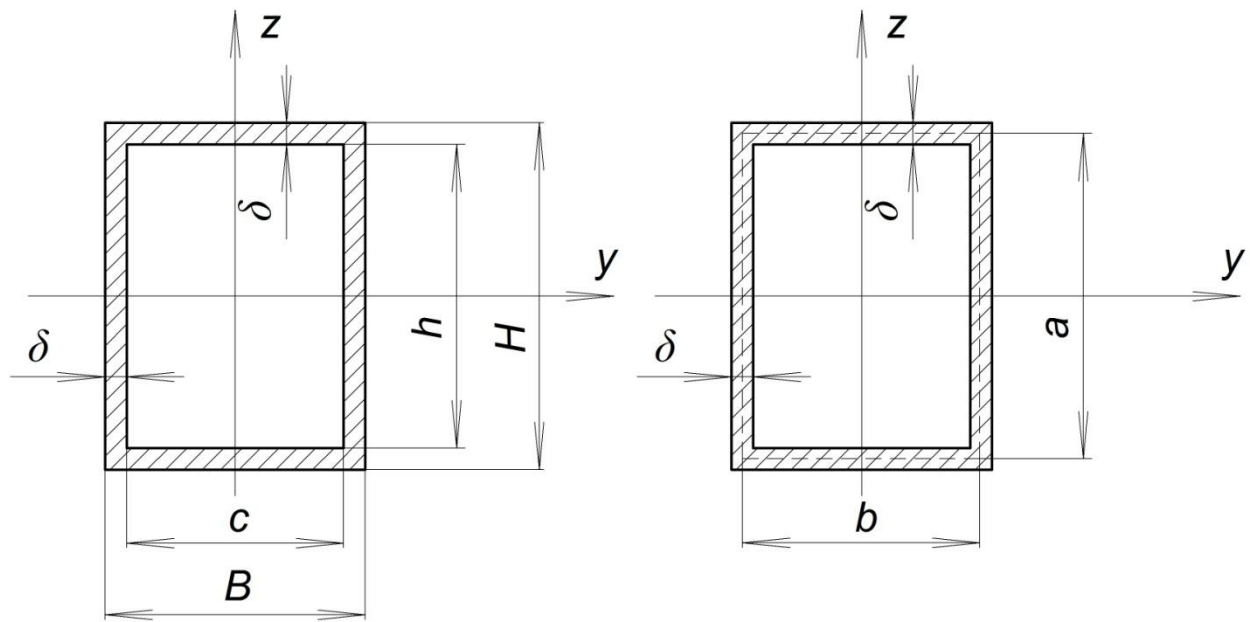


Рисунок 3.2. Поперечний переріз поперечини рами,
 $H=80\text{мм}$; $B=60\text{мм}$; $\delta=5\text{мм}$.

Проводимо вичислення

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

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

Моменти інерції поперечного перерізу балки [3, 8, 9]:

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

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

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

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

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

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).

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

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

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

$$Q_0 = 7750 H.$$

Дотичні напруження від внутрішніх силових факторів стисненого кручення [8, 9]:

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

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

де ω_i , S_{ω_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 ω (рис. 3.3г). Враховуючи рекомендації [8, 9, 16] проводимо визначення у числовому вигляді секторіальних характеристик

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

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

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

$$S_{\omega Z} = \frac{1615 + 63,5}{4} \cdot 3,5 = 89,7 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

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

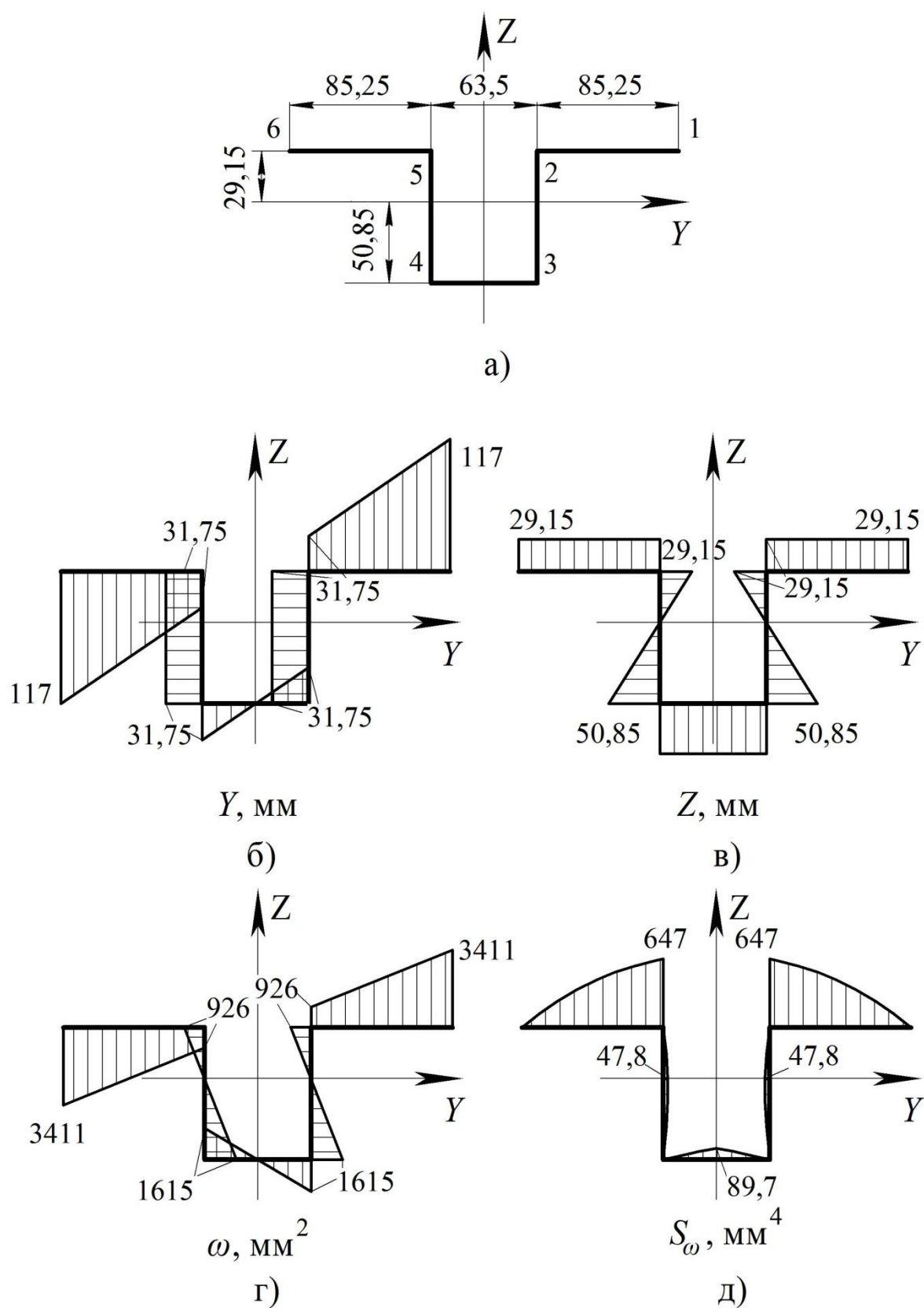


Рисунок 3.3. Геометричні характеристики перерізу зварного вузла

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

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 будуємо епюри розподілу дотичних напружень від дії: поперечної сили Q (рис. 3.4а); згинально-крутильного моменту M_ω (рис. 3.4б); бімоменту B_ω (рис. 3.4в).

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

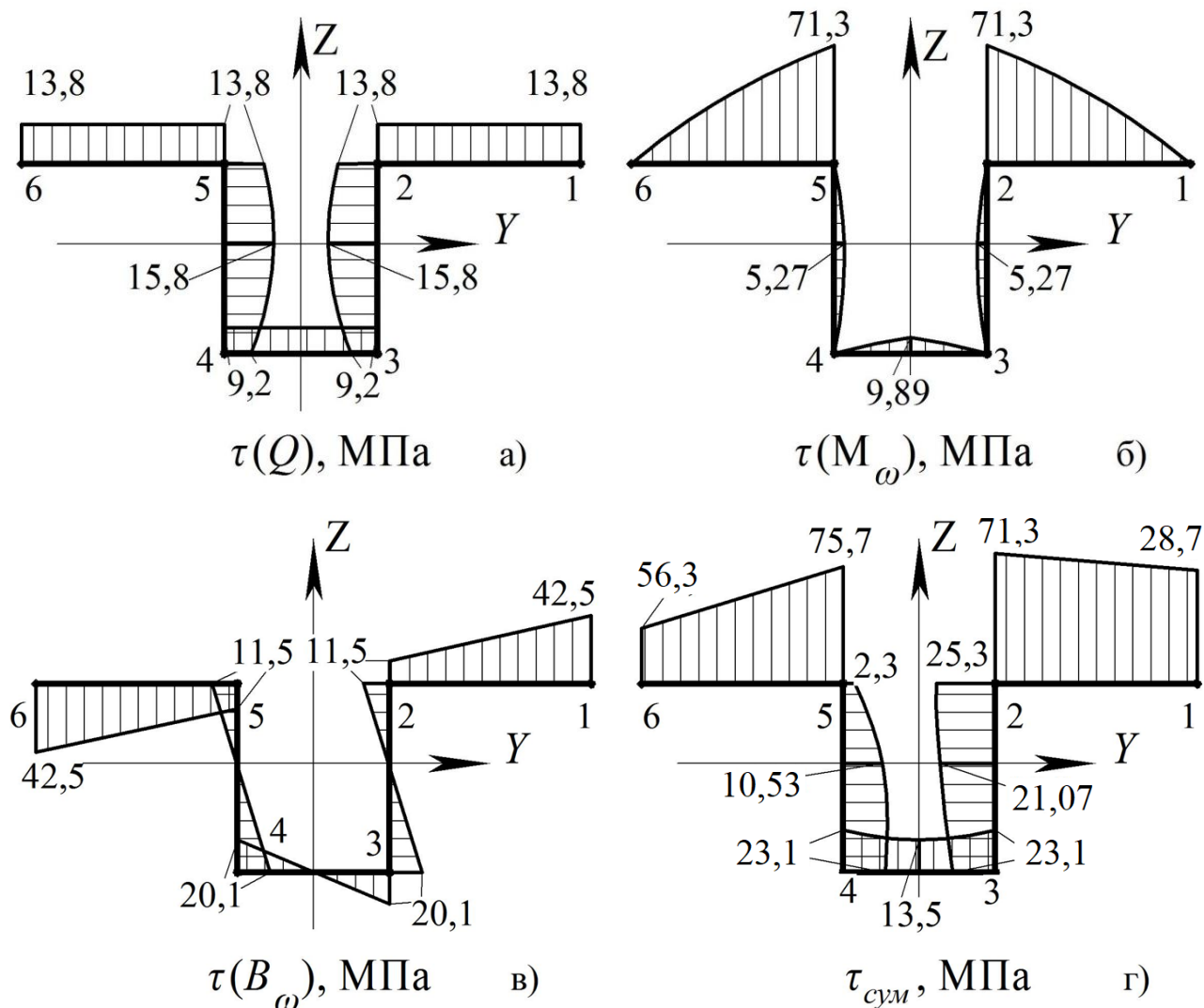


Рисунок 3.4. Напружений стан у зварному з'єднанні від дії силових факторів стисненого кручення

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

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

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

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

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

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

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

$$\tau_{4Z_{\text{сум}}} = \tau_{4Y_{\text{сум}}} = 23,1 \text{ МПа};$$

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

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

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

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

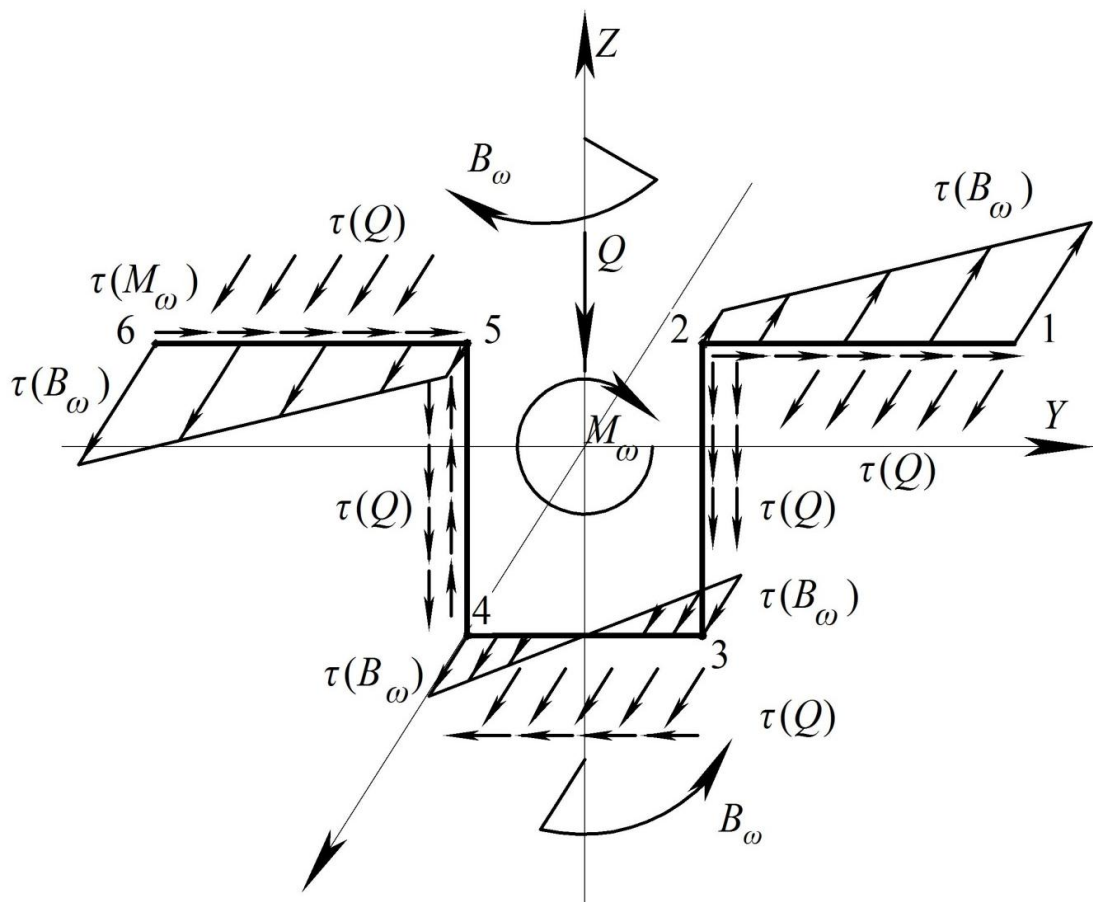


Рисунок 3.5. Векторна схематизація дотичних напружень у зварному шві
Будуємо епюру сумарних дотичних напружень (рис. 3.4г)

Висновки. 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)

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 [18].

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 [18]

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

де l_g – висота заземлювача, приймаємо $l_g = 2$ м;

d_g – діаметр стержня заземлювача, $d_g = 0,05$ м;

h_z – ширина полоси, $h_z = 0,06$ м;

h_g – глибина закладання полоси, $h_g = 0,7$ м.

ρ – питомий електричний опір землі, $\rho = 100$ Ом/м³.

t – геометричний параметр заземлення,

$$t = h_g + \frac{l_g}{2} = 0,7 + \frac{2}{2} = 1,7 \text{ м.}$$

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_∂ – допустимий опір заземлювача, $R_\partial = 50 \text{ Ом}$, 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_ϵ – вертикальний коефіцієнт екранування, $K_\epsilon = 0,61$;

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

приймаємо $n_0 = 9 \text{ шт.}$

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_z – горизонтальний коефіцієнт екранування $K_z = 0,4$;

l_z – довжина контура заземлення, $l_z = 150$ 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

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

Умова заземлюючого контура дотримується $R_K = 3,67 \text{ Ом} < R_0 = 5 \text{ Ом}$.

4.2 Захист персоналу та навколишнього середовища від небезпечних виробничих факторів

Одним із випадків техногенної аварії – це пожежі. Зварювальні цехи відносяться до об'єктів підвищеної 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 [19, 20].

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 надіти 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.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розглянуто критерії оцінки міцності, жорсткості та довговічності конструктивних систем сільськогосподарських машин. На основі літературних джерел виявлено одну з основних причин виходу рам із ладу – це руйнування зварних з'єднань.

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.

Магістерська дипломна робота виконана відповідно рекомендацій [21].

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. РТМ 23.2.75. – 83. Руководящий технический материал. Рамы сварные сельскохозяйственных машин. Конструкторско–технологическое проектирование. – М.: ВИСХОМ, 1982. – 111 с.
2. Рибак Т.І., Довбуш Т.А., Цьонь Г.Б. Обґрунтування модифікації методу мінімуму потенціальної енергії деформації (ММПЕД) // Технічний сервіс машин для рослинництва. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Х.: ХНТУСГ. – 2013. – Вип. 134, С.260-266.
3. Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / укл.: А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 191с.
4. Ляшук О.Л. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання / О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 167 с.
5. Довбуш Т.А., Довбуш А.Д., Хомик Н.І. Аналітичне дослідження напружено-деформованого стану складних конструктивних систем з довільним зовнішнім навантаженням. "Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві" Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Х.: ХНТУСГ. – 2015. – Вип. 158, С.44-50.
6. 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.
7. Стренг Г., Фикс Г. Теория метода конечных элементов. Пер. С англ. – М.: Мир, 1977. – 420 с.
8. Бычков Д.В. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. – М.: Госстройиздат, 1962. – 472 с.
9. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни. М.: Физматгиз, 1959, – 574 с.

10. 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).
11. 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.
12. 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.
13. 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
14. 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.
15. Иванов М.Н. Детали машин. Учеб. для студентов вузов. — М.: Высш. школа, 2000. — 383 с. — 6-е изд., перераб.
16. 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.
17. Хеккель К. Техническое применение механики разрушения: Пер. с нем. — М.: Металлургия, 1974. — 64 с.

18. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. – Львів: Новий світ, 2000. – 230 с.
19. Цивільна оборона. Підручник /За ред. В.С. Франчука, Львів: ЛБК НБУ; Київ: Знання, 2001. – 256с.
20. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. – Львів: ЛБК НБУ; Київ: . Знання, 2000. – 188с.
21. 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.