

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему:

Підвищення надійності широкозахватного культиватора
з дослідженням несучих конструкцій

Виконав(ла): студент(ка) 2 курсу, групи МГм-61

спеціальності

208 Агроінженерія
(шифр і назва спеціальності)

	(підпис)	Гаврилюк М.П. (прізвище та ініціали)
Керівник	(підпис)	Сташків М.Я. (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	(підпис)	Сташків М.Я. (прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	(підпис)	Бабій А.В. (прізвище та ініціали)
Рецензент	(підпис)	Левкович М.Г. (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2025

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

студенту Гаврилюку Маріану Петровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення надійності широкозахватного культиватора
з дослідженням несучих конструкцій

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

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

Затверджені наказом ректора від «14» листопада 2025 року № 4/7-969

2. Термін подання студентом завершеної роботи 15.12.2025

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

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

Вступ.

1. Загально-технічний розділ

2. Аналітико-дослідницький розділ

3. Проектно-рекомендаційний розділ

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

Загальні висновки.

Перелік посилань

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

1. Культиватор широкозахватний (2 слайди) 2. Рама центральна (2 слайди) 3. Рама середня.

4. Рама бокова. 5. Причіпний пристрій. 6. Колісний хід. 7. Модернізація несучих

конструкцій (2 слайди). 8. Розрахункова схема гідроциліндра піднімання колісного ходу.

9. Моделювання НДС колісного ходу. 10. Моделювання НДС бокової рами культиватора.

11. Моделювання НДС центральної рами. 12. Моделювання НДС причіпного пристрою

6. Консультанти розділів роботи

[illegible]

7. Дата видачі завдання 15.11.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Гаврилюк М.П.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Сташків М.Я.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП.....	7
1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1. Тенденції використання культиваторів	8
1.2. Конструкції рам широкозахватних культиваторів	12
1.3. Тенденції розвитку рам широкозахватних культиваторів та напрями підвищення їх надійності.....	16
1.4. Модернізація несучих конструкцій культиватора КП-8,5	19
2. АНАЛІТИКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	28
2.1. Визначення загального тягового опору культиватора	28
2.2. Аналіз навантаження на раму культиватора	29
2.3. Дослідження міцності балки опорних коліс.....	31
2.4. Обґрунтування гідроциліндра піднімання опорних коліс	34
3. ПРОЕКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ.....	37
3.1. Розрахунок бокової рами культиватора.....	37
3.2. Розрахунок центральної рами культиватора	41
3.3. Розрахунок причіпного пристрою	45
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	50
4.1. Техніка безпеки при експлуатації ґрунтообробних машин	50
4.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях під час експлуатації широкозахватного культиватора	52
ВИСНОВКИ.....	55
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	57
ДОДАТКИ.....	61

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Гаврилюк Маріан Петрович.

Тема роботи – „Підвищення надійності широкозахватного культиватора з дослідженням несучих конструкцій”.

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

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

Мета роботи – обґрунтування параметрів несучих конструкцій широкозахватного культиватора.

Об’єкт дослідження – напружено – деформований стан несучих конструкцій широкозахватного культиватора.

Предмет дослідження – несучі конструкції причіпного широкозахватного культиватора.

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

Отримані результати:

- проведено аналіз тенденції використання культиваторів;
- проведено аналіз конструктивних особливостей рам широкозахватних причіпних культиваторів та напрямів підвищення їх надійності;
- проведено аналіз несучих конструкцій культиватора КП-8,5;
- визначено загальний тяговий опір культиватора;
- проведено аналіз навантаження на раму культиватора;
- досліджено міцність балки опорних коліс;
- обґрунтовано параметри гідроциліндра піднімання опорних коліс;
- розраховано бокову раму культиватора;
- розраховано центральну раму культиватора;
- розраховано причіпний пристрій;

- розрахунки виконано з використанням комп'ютерного моделювання;
- подано заходи техніки безпеки при експлуатації ґрунтообробних машин та розглянуто питання запобігання виникнення надзвичайних ситуацій.

Практичне значення отриманих результатів.

Обґрунтовано конструктивно – міцнісні параметри несучих конструкцій причіпного широкозахватного культиватора.

Структура роботи.

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

Обсяг роботи: розрахунково-пояснювальна записка – 61 арк. формату А4, додатки – 17 арк. формату А4, ілюстративний матеріал – 20 арк. формату А4.

Ключові слова: широкозахватний культиватор, несучі конструкції, експлуатаційне навантаження, напружено – деформований стан, конструктивно - міцнісні параметри, комп'ютерне моделювання.

ВСТУП

Сучасний етап розвитку сільськогосподарського виробництва характеризується зростанням вимог до продуктивності, енергоефективності та надійності машинно-тракторного парку.

В умовах інтенсифікації землеробства особливого значення набуває використання широкозахватних ґрунтообробних машин, зокрема культиваторів, які забезпечують високу змінну продуктивність і зменшення кількості проходів по полю. Разом з тим збільшення робочої ширини захвату призводить до суттєвого ускладнення конструкції, зростання навантажень на елементи рами та несучі вузли, що негативно впливає на загальну надійність машин.

Практика експлуатації широкозахватних культиваторів свідчить, що значна частина відмов і пошкоджень пов'язана саме з несучими конструкціями. Дія змінних та ударних навантажень, нерівномірність опору ґрунту, транспортні режими, а також втомні процеси в елементах рам спричиняють появу тріщин, залишкових деформацій і, в окремих випадках, аварійних руйнувань. Це зумовлює прості техніки, додаткові витрати на ремонт і зниження загальної ефективності виконання технологічних операцій.

Підвищення надійності широкозахватних культиваторів неможливе без ґрунтового аналізу напружено-деформованого стану їх несучих конструкцій, оцінки запасів міцності та довговічності, а також виявлення найбільш навантажених і потенційно небезпечних зон. Застосування сучасних методів інженерних розрахунків, чисельного моделювання та теорії міцності дає змогу обґрунтовано вдосконалювати конструктивні схеми, оптимізовувати геометричні параметри та підвищувати експлуатаційну надійність машин.

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Тенденції використання культиваторів

Культиватор є спеціалізованою сільськогосподарською машиною, призначеною для виконання широкого спектра агротехнічних операцій, пов'язаних з обробіткою ґрунту. Культиватори належать до ґрунтообробних машин, призначених для механічного впливу на орний шар з метою розпушування, вирівнювання поверхні, знищення бур'янів і підготовки ґрунту до сівби або догляду за посівами.

Основні класифікаційні ознаки культиваторів наступні:

- за призначенням – для суцільного обробітку, міжрядні, спеціальні;
- за характером обробітку – передпосівні, парові, стерньові, комбіновані;
- за конструктивною схемою – начіпні, напівначіпні, причіпні;
- за типом робочих органів – лапові, дискові, роторні, комбіновані.

Культиватори для суцільного обробітку (рис. 1.1) застосовують для розпушування ґрунту по всій ширині захвату без збереження рядкової структури. Основними операціями є передпосівний обробіток, догляд за парами та поверхнєве розпушування стерні.



Рисунок 1.1 – Культиватор для суцільного обробітку ґрунту

Характерними конструктивними особливостями таких культиваторів є багаторядне розміщення лап (стрілчастих або долотоподібних); застосування просторових рамних конструкцій з труб прямокутного або квадратного перерізу; наявність вирівнювальних та коткувальних пристроїв. Перевагами таких культиваторів є висока продуктивність; ефективне вирівнювання ґрунту та універсальність застосування. До недоліків можна віднести значні тягові зусилля при збільшенні глибини обробітку та підвищені навантаження на несучі елементи рами.

Міжрядні культиватори (рис. 1.2) призначені для обробітку ґрунту між рядками просапних культур (кукурудза, соняшник, цукрові буряки тощо).



Рисунок 1.2 – Міжрядний культиватор

Характерними конструктивними особливостями таких культиваторів є секційна будова з індивідуальними паралелограмними підвісками; можливість регулювання міжряддя та глибини обробітку; використання лап різної конфігурації (однобічні, стрілчасті, розпушувачі).

Перевагами таких культиваторів є висока точність обробітку, мінімальне пошкодження культурних рослин, можливість одночасного підживлення рослин.

До недоліків можна віднести обмежену універсальність та чутливість до нерівностей поверхні поля.

Стерньові (чизельні) культиватори (рис. 1.3) застосовують для глибокого або середньоглибокого обробітку ґрунту без обороту пласта, переважно після збирання зернових культур.



Рисунок 1.3 – Стерньовий культиватор

Характерними конструктивними особливостями таких культиваторів є робочі органи чизельного або долотоподібного типу; велика відстань між стояками для зменшення забивання; застосування масивних рамних конструкцій підвищеної жорсткості.

Перевагами застосування таких культиваторів є значне покращення структури ґрунту; ефективне руйнування плужної підшви; зменшення ерозійних процесів.

До недоліків можна віднести значні енергетичні витрати та підвищені вимоги до тягового класу трактора.

Роторні культиватори (рис. 1.4) виконують обробіток ґрунту за рахунок активного приводу робочих органів від валу відбору потужності трактора. Комбіновані культиватори поєднують пасивні та активні елементи в одному агрегаті.



Рисунок 1.4 – Роторний культиватор

Характерними конструктивними особливостями таких культиваторів є наявність редукторів і трансмісій; інтенсивний механічний вплив на ґрунт; поєднання операцій розпушування, подрібнення та вирівнювання..

Перевагами застосування таких культиваторів є висока якість підготовки насінневого ложа; скорочення кількості проходів по полю.

До недоліків можна віднести складність конструкції та підвищене зношування елементів приводу.

Вибір конкретної конструкції культиватора визначається агротехнічними вимогами, ґрунтово-кліматичними умовами та енергетичними можливостями машинно-тракторного агрегату.

У сучасному землеробстві простежується тенденція до використання широкозахватних причіпних і комбінованих культиваторів, конструкція рам яких повинна забезпечувати високу жорсткість, надійність і довговічність за умов змінних динамічних навантажень. Особливо актуальним це є для широкозахватних культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту та чизельних культиваторів.

1.2. Конструкції рам широкозахватних культиваторів

Причіпні широкозахватні культиватори передпосівного обробітку призначені для суцільного розпушення та вирівнювання верхнього шару ґрунту з формуванням дрібногрудкуватої структури посівного ложа і одночасним прикочуванням / плануванням (залежно від комплектації).

У сучасних конструкціях широкозахватних культиваторів визначальними є три групи вимог:

1. забезпечення міцності і жорсткості при циклічних навантаженнях;
2. технологічна точність підтримання глибини та мікрорельєфу;
3. транспортна габаритність і безпечність складання / розкладання.

У причіпних компоновках машин рама працює як несуча система, яка:

- сприймає тягове зусилля через дишло (або напівнавісний вузол);
- розподіляє навантаження між центральною секцією та боковими секціями – так званими «крилами» (за наявності);
- забезпечує геометричну сталість взаємного розташування робочих органів, вирівнювальних планок та котків,
- інтегрує ходову систему (транспортне шасі, опорні/копіювальні колеса) і вузли складання в транспортне положення.

За структурою несучі системи культиваторів поділяють на:

1. Суцільнозварна (жорстка) рама – характерна для культиваторів з середньою шириною захвату. Характеризується високою крутильною жорсткістю, але обмежена транспортною шириною (часто потребує демонтованих секцій або окремих транспортних рішень).

2. Секційна рама з «крилами» – центральна секція + ліве/праве «крило» (інколи багатосекційне). Такий підхід є базовим для культиваторів з великою шириною захвату, оскільки дозволяє забезпечити транспортну ширину близько 3 м за рахунок гідравлічного складання.

Наприклад, комбіновані передпосівні агрегати LEMKEN System-Kompaktor [29] з робочою шириною більше 4 м реалізуються з гідравлічним складанням до транспортної ширини 3 м (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Комбінований передпосівний агрегат
LEMKEN System-Kompaktor

За способом складання (трансформації у транспортне положення):

- бічне складання крил угору/всередину (класична «метеликова» схема).
- подвійне / потрійне складання для надвеликих захватів із послідовними шарнірами та вертикальним «пакуванням» секцій;
- складання з опорою на транспортне шасі (коли в процесі складання/розкладання підключаються окремі контури «підйом рами» і «складання рами»).

Для рам широкозахватних культиваторів характерна комбінація квазістатичних і динамічних навантажень: тяговий опір робочих органів, вертикальні реакції ґрунту на лапи/пружинні стійки, ударні навантаження від каміння/грудок, інерційні сили під час транспортування та складання, а також крутильні деформації при роботі на нерівному рельєфі.

Оцінка тягових навантажень (як вхідних для силової схеми рами) зазвичай базується на емпіричних/напівемпіричних залежностях «тяга – ширина захвату – глибина обробітку – швидкість руху – текстура ґрунту». Узагальнені підходи до прогнозування тягового опору для ґрунтообробних і посівних машин наведені у роботі [27], де запропоновано модель із параметрами машини та ґрунту для оцінювання середніх значень тяги. Такі оцінки потрібні для:

- розрахунку поздовжніх елементів рами на розтяг/стиск і згин;
- проектування причіпного пристрою (дишла) та його підсилень;
- перевірки шарнірів крил і зон концентрації напружень.

Ключова проблема рамних конструкцій культиваторів – поєднання жорсткості та «керованої податливості». Надмірна жорсткість без компенсації мікрорельєфу підвищує пікові напруження в шарнірах і кріпленнях стояків, тоді як надмірна податливість погіршує рівномірність обробітку. Тому центральну секцію часто підсилюють у зоні дишла, місцях кріплення циліндрів складання/підйому та у вузлах приєднання крил.

Центральна секція несучої частини широкозахватного культиватора зазвичай виконується як замкнена або напівзамкнена просторова ферма/рама з прямокутних профільних труб та листових косинок. Вибір закритих профілів зумовлений підвищеною крутильною жорсткістю при відносно малій масі, що критично для широких захватів через нерівномірність навантаження по ширині та необхідність стабільної глибини.

«Крила» працюють у режимі значних згинально-крутильних коливань. Типовими є відмови в зоні шарнірів де поєднуються:

- максимальний згинальний момент від ваги «крила» та реакцій ґрунту;
- крутильні моменти через асиметрію навантаження (наприклад, при перекосі агрегату);
- циклічні навантаження при маневрах і транспорті.

Патентні рішення для складних рам (центральна секція + декілька «крил» з удосконаленими осями шарнірів) часто спрямовані саме на зменшення взаємних перешкод секцій при складанні та на покращення кінематики складання без перевантаження шарнірів.

Причіпний пристрій (дишло – drawbar) у причіпних культиваторах виконує дві функції: передає тягу та задає просторову орієнтацію машини. У робочому режимі часто застосовується «плаваюча» схема, щоб рама копіювала рельєф і не передавала зайві вертикальні навантаження на трактор.

У документації Kverneland TLG [28] зазначено налаштування, яке дозволяє дишлу «плавати» під час роботи, і окремо – контакт дишла з кільцем регулювання під час підйому для забезпечення кліренсу на розвороті. Це підкреслює, що кінематичний режим дишла є частиною «несучої концепції» і має враховуватися при розрахунку рами (особливо у перехідних режимах – підйом на розвороті, транспортування, складання).

Щодо ходової системи та стабілізації глибини обробітку, то у широкозахватні причіпні культиваторах використовують:

- транспортне шасі (часто з гідропідйомом секцій);
- опорні/копіювальні колеса на рамі та/або крилах (для стабілізації глибини по ширині);
- котки різних типів як елементи стабілізації, ущільнення і додаткового несення навантажень.

Показовим є приклад Einböck VIBROSTAR [26]: для великих ширин передбачено «double folding frame» у причіпному виконанні з болтовим шасі та чотирма гумовими опорними колесами, розміщеними на бокових і зовнішніх секціях, що підкреслює пріоритет рівномірного ведення глибини по ширині. Крім того, у цьому ж джерелі зазначено застосування гумових опорних коліс для рівномірного контролю глибини (залежно від версії).

1.3. Тенденції розвитку рам широкозахватних культиваторів та напрями підвищення їх надійності

У сегменті широкозахватних причіпних культиваторів простежуються такі інженерні тенденції:

1. Ускладнення кінематики складання (подвійне/потрійне складання) для забезпечення транспортної ширини без втрати робочого захвату; при цьому зростає роль розрахунку шарнірних зон і гідросистеми складання.

2. Підвищення рівномірності ведення глибини за рахунок збільшення кількості опорних коліс на «крилах» та інтеграції шасі/котків у несучу систему .

3. Інженерія тягово-зчіпного вузла: застосування рішень, що покращують тягову ефективність і тракцію (наприклад, у причіпних культиваторах використовується концепція автоматичного перерозподілу навантаження на дишло – у лінійці Kverneland Turbo T реалізовано автоматичне перенесення навантаження до 1800 кг для покращення тяги).

4. Підсилення вимог до безпеки складання/розкладання і технічного обслуговування, що узгоджується із загальними вимогами стандартів щодо безпечного проєктування та врахування небезпечних ситуацій під час виконання експлуатаційних циклів (у т.ч. складання «крил»).

5. Перехід до цифрового проєктування на основі FEA як стандартної практики для мінімізації маси при забезпеченні ресурсу та зниження концентрацій напружень .

Для узагальнення результатів аналізу та формування інженерних рекомендацій виконано порівняння основних конструктивних схем рам причіпних широкозахватних культиваторів за ключовими критеріями: силова робота, жорсткість, надійність, технологічність і експлуатаційні ризики. Таке порівняння дозволяє ідентифікувати найбільш критичні вузли, що визначають довговічність і працездатність машини, а також обґрунтувати напрями подальших розрахункових і конструкторських удосконалень (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1 – Порівняльна характеристика конструкцій рам причіпних широкозахватних культиваторів

Ознака / тип рами	Суцільна жорстка рама	Секційна рама з бічними «крилами»	Секційна рама з подвійним (багатоступеневим) складанням
Типовий робочий захват, м	до 6–7	6–10	10–15 і більше
Транспортна ширина	Перевищує нормативну або потребує демонтажу	До 3 м за рахунок гідроскладання	До 3 м при складній кінематиці складання
Крутильна жорсткість	Висока	Середня, залежить від ефективності замків	Знижена без ефективного «замикання» секцій
Основний шлях передавання навантажень	Через суцільну зварну просторову раму	Центральна секція → шарніри → крила	Центральна секція → послідовні шарніри → крила
Критичні вузли за міцністю	Кронштейни стояків, зони зварних швів	Корінь крила, шарніри, замки складання	Корінь першого та другого шарніра, вушка циліндрів
Характерні відмови	Втомні тріщини біля кріплень робочих органів	Тріщини в зоні шарнірів, люфти замків	Прискорена втома шарнірів, перекіс секцій
Стійкість до нерівностей рельєфу	Обмежена	Достатньо висока завдяки секційності	Висока, але залежить від кінематики
Складність виготовлення	Низька	Середня	Висока
Технологічність ремонту	Середня	Висока (модульність)	Середня–низька
Вимоги до МКЕ-аналізу	Бажаний	Обов'язковий для шарнірів і замків	Критично необхідний для всієї силової схеми
Приклади реалізації	Причіпні культиватори середньої ширини захвату	LEMKEN System-Kompaktor, Kverneland CTC	Einböck VIBROSTAR, надширокі комбіновані агрегати

Порівняльний аналіз показує, що зі збільшенням робочого захвату відбувається закономірний перехід від суцільних рам до багатосекційних складних конструкцій, у яких вирішальне значення мають не стільки абсолютні значення міцності елементів, скільки ефективність просторової роботи рами та надійність шарнірно-замкових вузлів.

Для секційних і особливо багатоступеневих рам визначальними стають крутильна жорсткість центральної секції та здатність замків забезпечувати силову «замикання» рами в робочому положенні.

З позицій проєктування це означає, що подальше підвищення надійності причіпних широкозахватних культиваторів передпосівного обробітку ґрунту доцільно пов'язувати з:

- оптимізацією геометрії та підсиленням кореня крил і шарнірних вузлів;
- зменшенням концентрацій напружень у місцях кріплення гідроциліндрів складання;
- раціональним розподілом опорних коліс і шасі з метою зниження згинально-крутильних навантажень на раму;
- застосуванням МСЕ-аналізу для оцінювання напружено-деформованого стану рам у робочих і транспортних режимах.

Ефективність методу скінченних елементів (МСЕ або FEA – Finite Element Analysis) для удосконалення вузлів і зниження рівня напружень показана як у прикладних роботах з редизайну вузлів культиваторних систем, так і в сучасних дослідженнях з 3D-моделюванням та аналізом напружено-деформованого стану рамних конструкцій культиваторів.

Рами широкозахватних культиваторів часто будуються як модульні системи: окремі поперечні балки під ряди стояків, кронштейни вирівнювачів, секції котків. Модульність підвищує ремонтпридатність і технологічність виготовлення, але збільшує кількість болтових з'єднань і потенційних зон послаблення жорсткості. Компроміс зазвичай досягається комбінацією: зварна силова «коробка» + болтові технологічні модулі (кронштейни, секції робочих органів, елементи шасі), що також видно у прикладах причіпних конструкцій із болтовим шасі.

1.4. Модернізація несучих конструкцій культиватора КП-8,5

Комбінований культиватор КП-8,5 (рис. 1.6) призначений для передпосівного обробітку ґрунту при вирощуванні сільськогосподарських культур і виконує за один прохід подрібнення грудок, розпушування ґрунту, підрізування бур'янів, вирівнювання поверхні поля і ущільнення ґрунту.

Комбінований ґрунтообробний агрегат складається з основної рами 1 з причіпним пристроєм 2 та балкою опорних коліс 3. З обох боків основної рами кріпляться додаткові секції, які складаються з середньої рами 4 та бокової рами 5.

На рамі монтуються робочі органи – розпушувачі колії коліс трактора 6, розпушуючі секції борінного типу 7 та прикочувальні котки 8 на підвісці 9.

В комбінованому культиваторі пропонованої конструкції глибина обробітку ґрунту регулюється двома опорними катками 8, що дозволяє відмовитись від використання додаткових опорних коліс при культивуванні. Наявність катків дозволяє додатково подрібнювати, вирівнювати і прикочувати ґрунт на оброблюваному полі, що сприяє підняттю вологи з нижніх шарів до горизонту. Ротаційні секції оснащено пружинними блоками безпеки на підвісці 7, що оберігають робочі органи від поломки, виключають виникнення граничних навантажень і знижують тягове зусилля. Радіальна підвіска робочих органів забезпечує також копіювання рельєфу ґрунту.

Переваги такого культиватора: надійні робочі органи, підсилені лапи розпушування сліду трактора, секції катків монтуються на закритих підшипникових вузлах і мають самоочищення, зручне регулювання глибини обробітку, механічна фіксація колісного ходу в транспортному положенні.

Трисекційна будова несучої конструкції культиватора, яку можна скласти за допомогою гідравлічної системи, дозволяє зменшити транспортну ширину до 4 м, заощадити час на додаткову підготовку до роботи, усуває необхідність додаткового транспорту для перевезення культиватора і зчіпки.

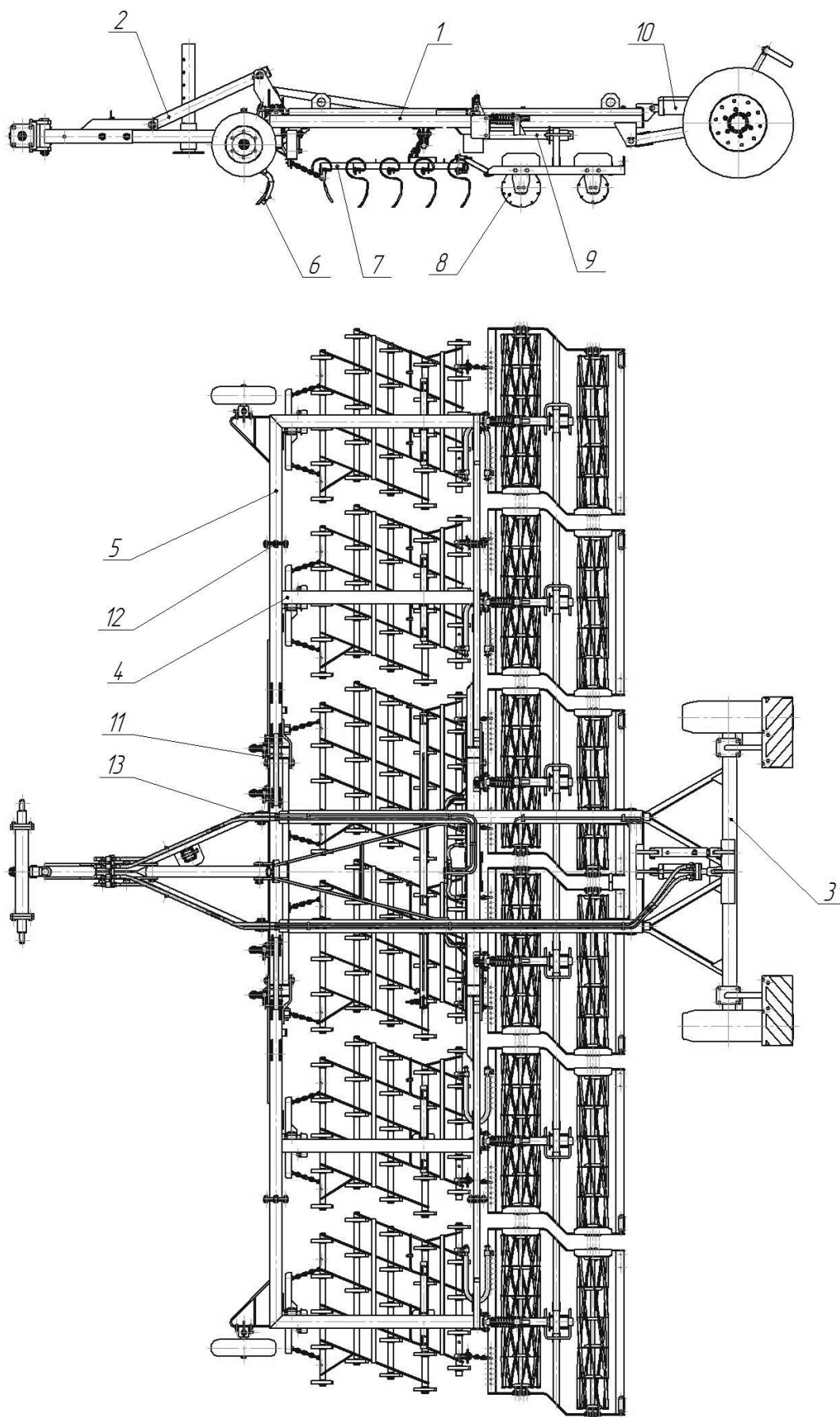


Рисунок 1.6 – Конструкція культиватора КП-8,5

Основна рама (рис. 1.7) виготовлена із квадратної труби розміром 100×100×6 мм. Рама має прямокутну форму із додатковими розтяжками у передній половині.

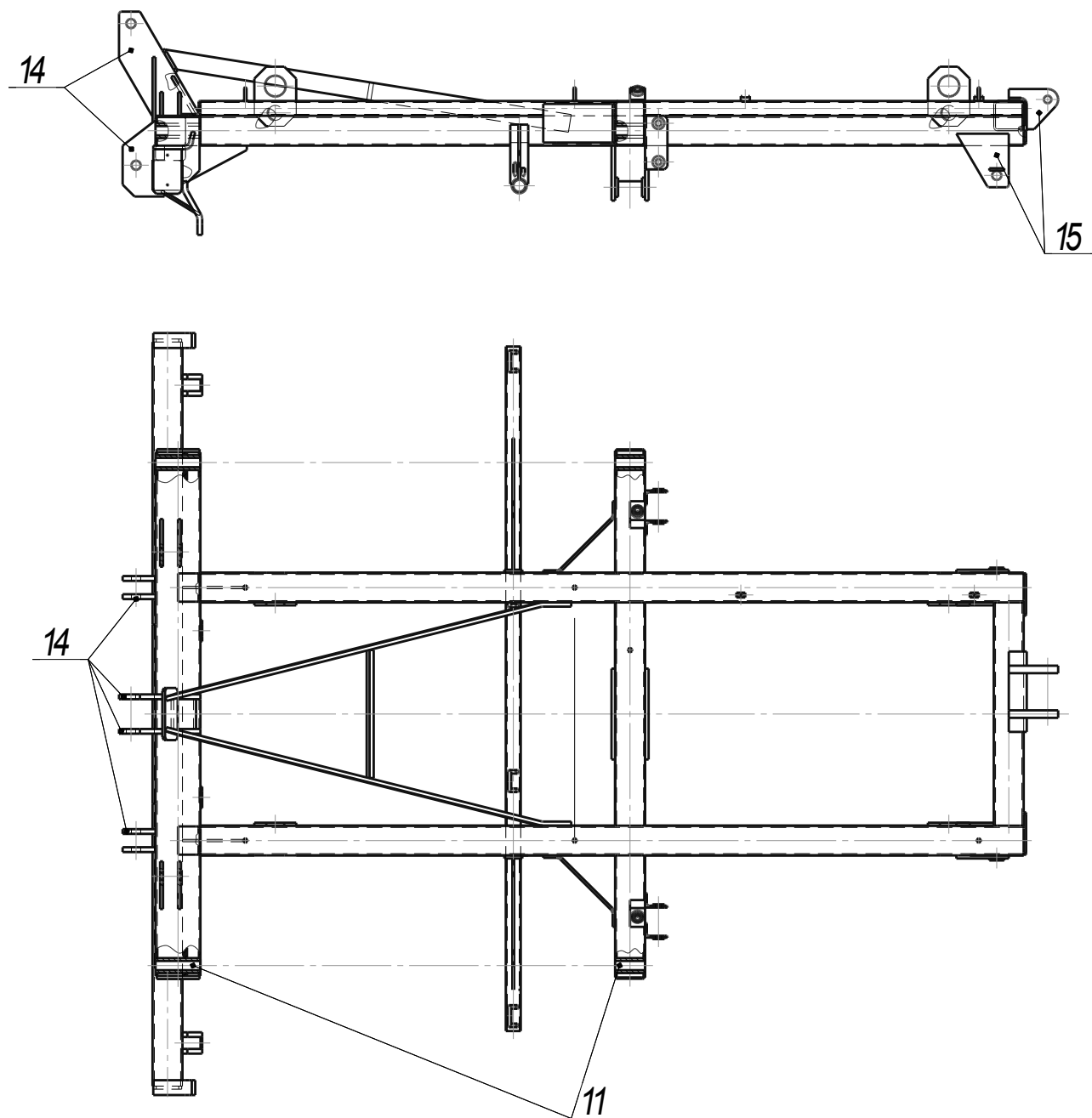


Рисунок 1.7 – Основна рама культиватора КП-8,5

З обох боків основної рами за допомогою кронштейнів 11 кріпляться додаткові секції культиватора, які складаються з середньої рами (рис. 1.8) та бокової рами (рис. 1.9), що з'єднуються між собою фланцями 12 за допомогою болтів.

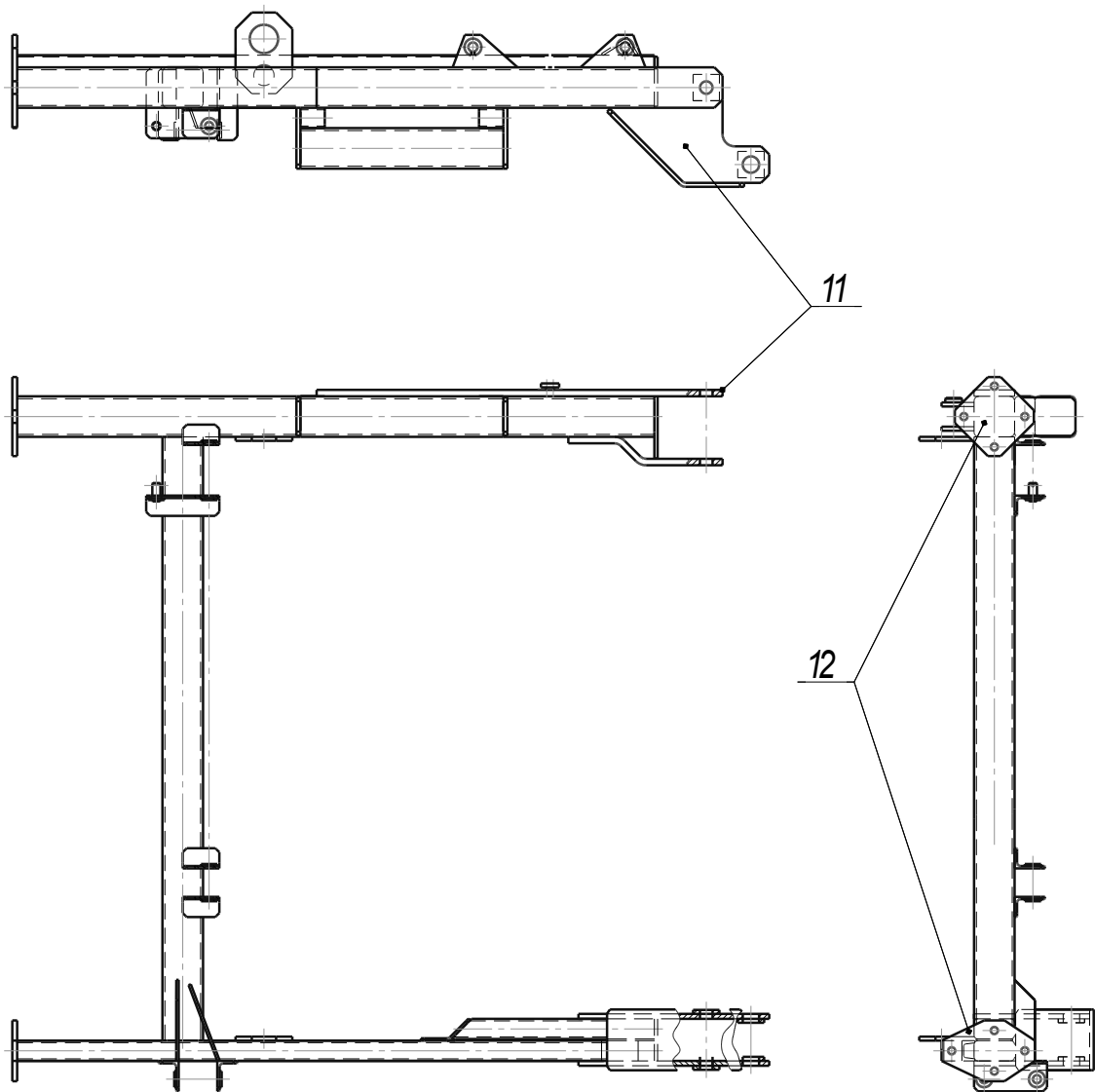


Рисунок 1.8 – Рама середня культиватора КП-8,5

До основної рами додаткові секції приєднуються шарнірно і за допомогою гідроциліндрів переводяться у горизонтальне/вертикальне положення для забезпечення габаритності конструкції при її транспортуванні.

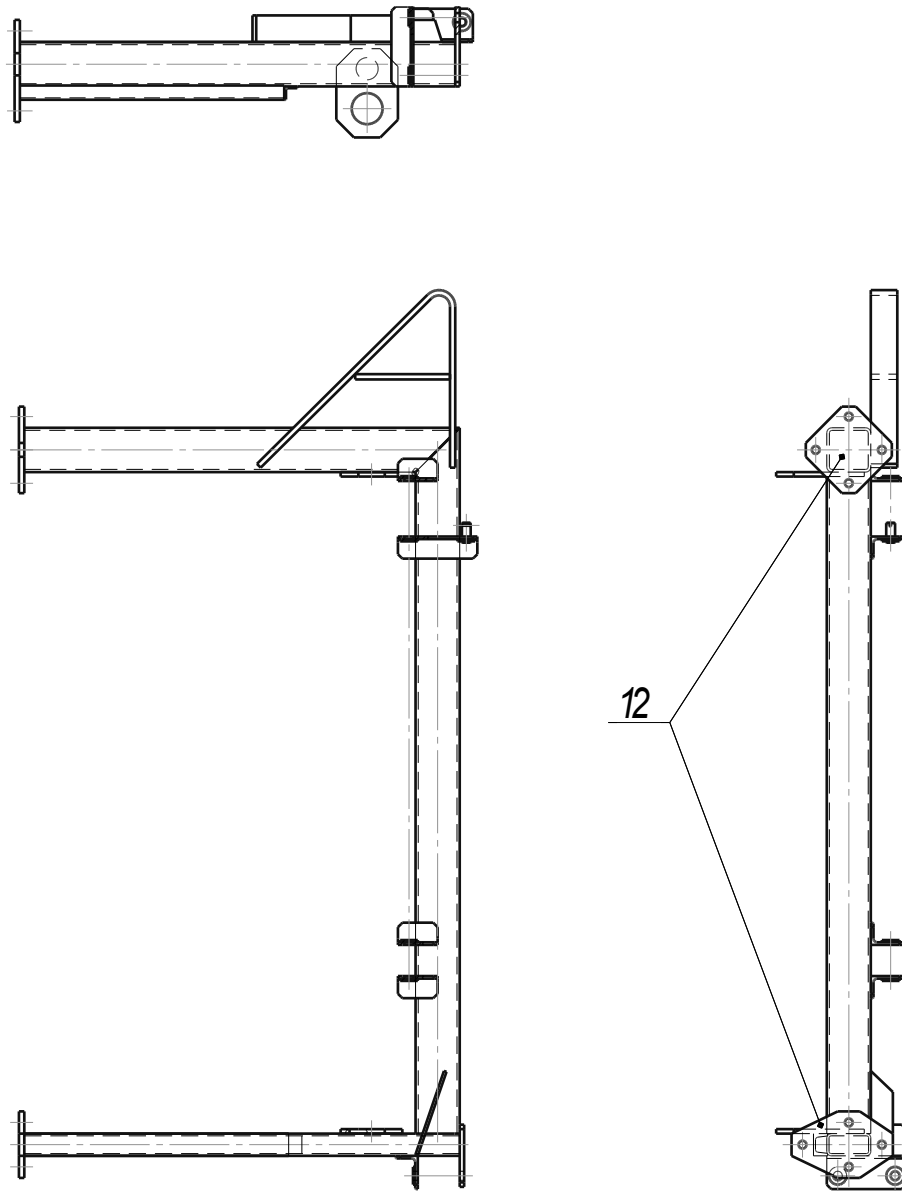


Рисунок 1.9 – Рама бокова культиватора КП-8,5

Попереду основної рами до кронштейнів 14 приєднується причіпний пристрій (рис. 1.10), який складається з балки поперечної 1 з кронштейнами 2, поворотного кулака 3, дишла 4, вилки 5 та тяги 6.

Вилкою 5 та тягою 6 причіпний пристрій приєднується до кронштейнів 14 основної рами, а кронштейни 2 фіксуються безпосередньо у системі начіпки трактора.

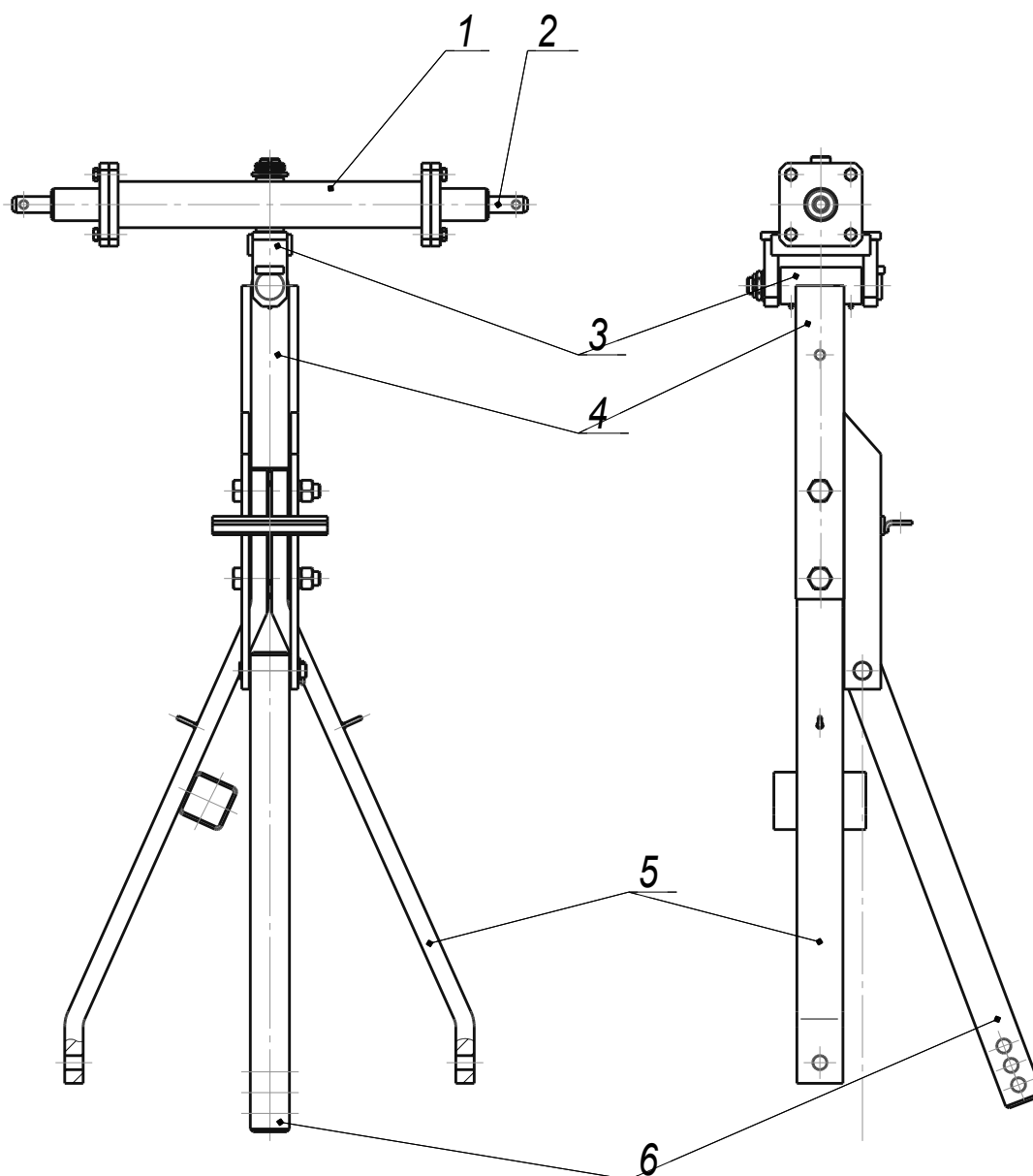


Рисунок 1.10 – Причіпний пристрій культиватора КП-8,5

До кронштейнів 15 основної рами культиватора кріпиться секція опорних коліс (рис. 1.11), що складається з балки 1, до якої безпосередньо кріпляться колеса 2, розкоси 3 з шарнірними кронштейнами 4, якими здійснюється монтаж секції до основної рами культиватора, кронштейнів 5, до яких кріпляться гідроциліндри для переведення секції опорних коліс у транспортне/робоче положення. На балці також кріпляться пластини 6 для нанесення попереджувачих позначень чи кріплення світлоповертачів.

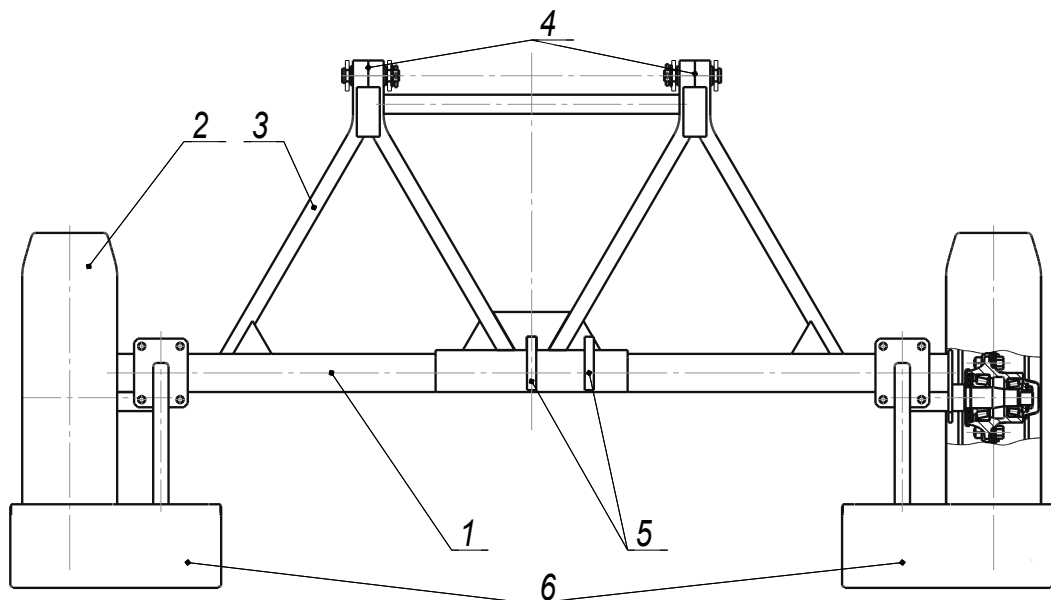


Рисунок 1.11 – Секція опорних коліс культиватора КП-8,5

В процесі експлуатації широкозахватного культиватора КП-8,5 виявлено ряд недоліків у конструкції його несучих елементів.

Зокрема, було виявлено, що встановлений на секції опорних коліс гідроциліндр не забезпечує достатнє зусилля переведення секції у верхнє положення, особливо у початковий момент руху. Тому було встановлено додатковий гідроциліндр на кронштейні 5, розташованому лівіше кронштейна кріплення основного гідроциліндра.

Крім того, існуюча конструкція розкосів 3 секції опорних коліс не дозволяє повністю перемістити її у верхнє крайнє положення через зіткнення гідроциліндрів з розкосами.

Ще однією причиною позапланового ремонту несучих конструкцій культиватора є послаблення кріплення бокової рами до середньої рами, що приводить до необхідності періодичного регулювання з'єднання та заміни кріпильних болтів, що в свою чергу приводить до підвищення вартості технічного обслуговування культиватора.

Також недосконалою виявилась конструкція кріплення осі колеса, де виникають тріщини у зварних швах кріплення осі до нижньої частини балки, руйнування яких приводить до виходу з ладу культиватора.

Для усунення вказаних недоліків запропоновано змінити наступні елементи несучих конструкцій широкозахватного культиватора.

Середню та бокову рами культиватора запропоновано виконати у вигляді суцільної зварної рами (рис. 1.12) без використання болтового з'єднання, що повинно забезпечити підвищення міцності рами.

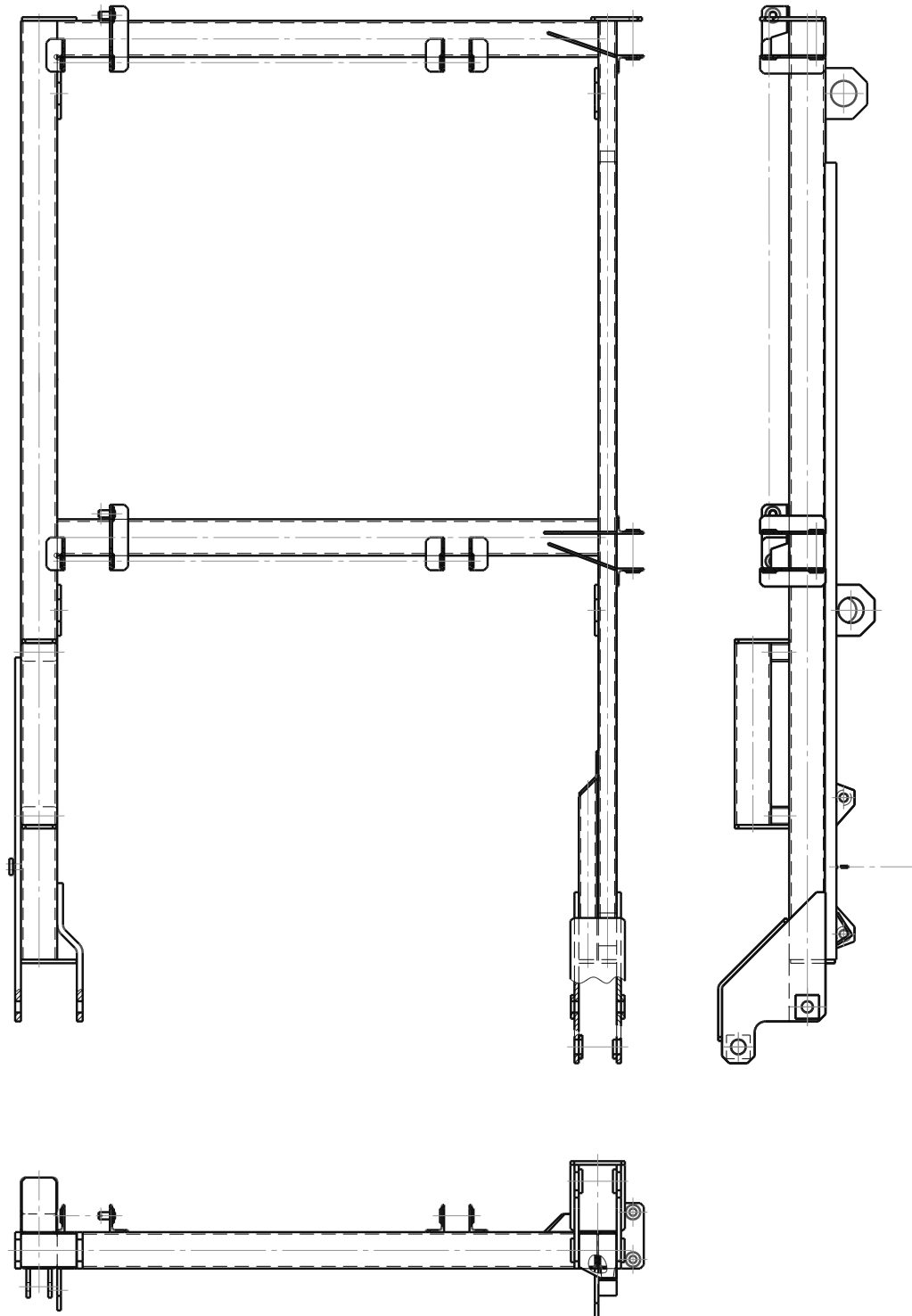


Рисунок 1.12 – Рама бокова пропонованої конструкції

Запропоновано змінити конструкцію розкосів секції опорних коліс для вільного переміщення її у верхнє крайнє положення без зіткнення гідроциліндрів з розкосами (рис. 1.13).

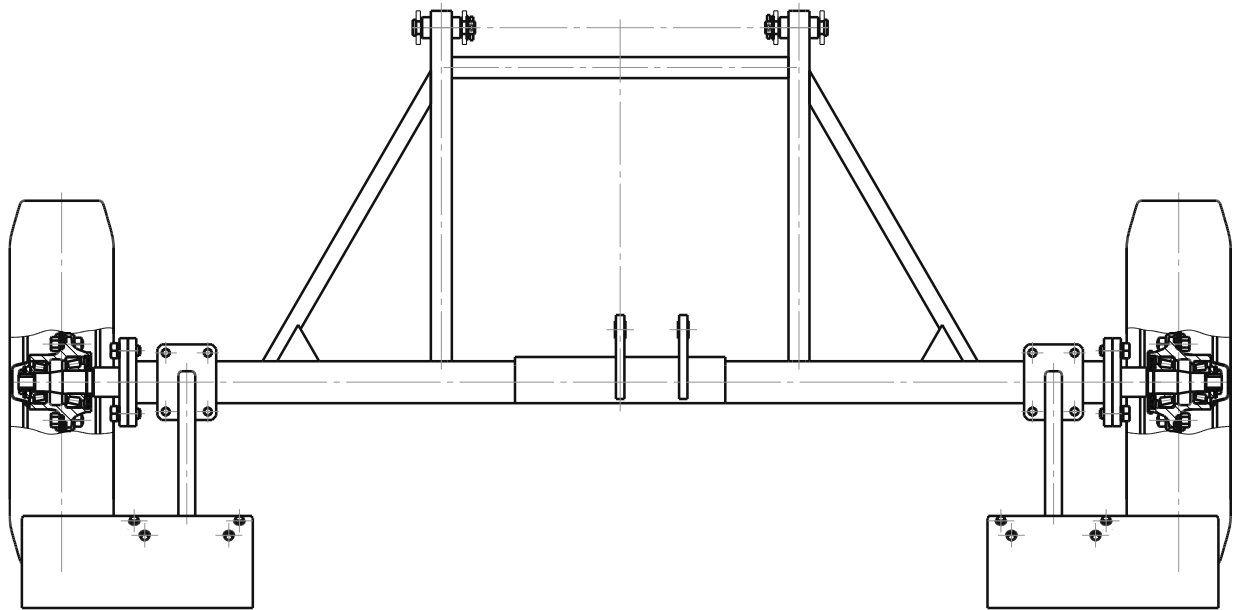


Рисунок 1.13 – Секція опорних коліс запропонованої конструкції

Пропонується змінити спосіб кріплення осі опорних коліс до балки – замість приварювання осі (рис. 1.11) запропоновано кріпити її до балки за допомогою фланця з болтовим з'єднанням (рис. 1.13.).

Всі несучі елементи культиватора необхідно перевірити на міцність та жорсткість з метою виявлення небезпечних перетинів, що не відповідають вимогам надійності конструкції.

Розрахунки при цьому необхідно проводити як для транспортного режиму експлуатації культиватора (для визначення міцності ходової системи культиватора) так і для робочого режиму експлуатації культиватора (для визначенні міцності рамних конструкцій сільськогосподарського знаряддя).

2. АНАЛІТИКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Визначення загального тягового опору культиватора

Номінальна конструктивна ширина захвату культиватора становить 8,5 м.

Визначимо кількість робочих секцій, що поміщаються на цій ширині

- для культивуючих секцій

$$n_B = \frac{8500}{1320} = 6,44.$$

- для ротаційних пристроїв (при зміщенні спарених котків на 185 мм)

$$n_K = \frac{8500}{1200 + 185} = 6,13.$$

Отже, кількість робочих секцій $n = 6$.

Конструктивну ширину захвату культиватора визначають з врахуванням зміщення Δ робочих секцій: для культивуючих секцій борінчастого типу зміщення рівне відстані між слідами зубів борони $\Delta_B = a = 55$ мм; для ротаційних пристроїв зміщення рівне зміщенню спарених котків $\Delta_K = 180$ мм.

Ширина захвату культивуючих секцій (при ширині зони деформації ґрунту $2\Delta_{\text{деф}} = 300$ мм):

$$B_B = n \cdot B_0 + (n - 1) \cdot \Delta_B + 2\Delta_{\text{деф}} = 6 \cdot 1320 + (6 - 1) \cdot 55 + 300 = 8495 \text{ мм} \approx 8,5 \text{ м}.$$

Ширина захвату ротаційних пристроїв:

$$B_K = n \cdot b + (n + 1) \cdot \Delta_R = 6 \cdot 1200 + (6 + 1) \cdot 185 = 8495 \text{ мм} \approx 8,5 \text{ м.}$$

Отже, технологічна ширина захвату культиватора $B = 8,5 \text{ м.}$

Тяговий опір культиватора визначаємо як суму тягових опорів всіх робочих органів: розпушувачів колії рушіїв трактора $P_p = 350 \text{ Н}$ [9], зубів культивуючих секцій $P_b = 3250 \text{ Н}$ [10] та прикочуючих котків ротаційних пристроїв $P_k = 1450 \text{ Н}$ [10]:

$$P = 4P_p + 6P_b + 6 \cdot 2 \cdot P_k = 38300 \text{ Н} = 38,3 \text{ кН.}$$

Загальний розрахунковий тяговий опір культиватора становить $\approx 40 \text{ кН.}$

2.2. Аналіз навантаження на раму культиватора

У робочому режимі експлуатації культиватора навантаження на його раму передається від прикочувальних котків та борінчастої секції наступним чином (рис. 2.1).

Горизонтальна складова T тягового опору прикочувальних котків 1 передається на борінчасту секцію 2 через кронштейн 3. Сумарне зусилля від горизонтальної складової тягового опору прикочувальних котків та борінчастої секції передається на раму 5 культиватора через поводок 6, нахилений до горизонту під кутом $\alpha = 25^\circ$ та поводок 7.

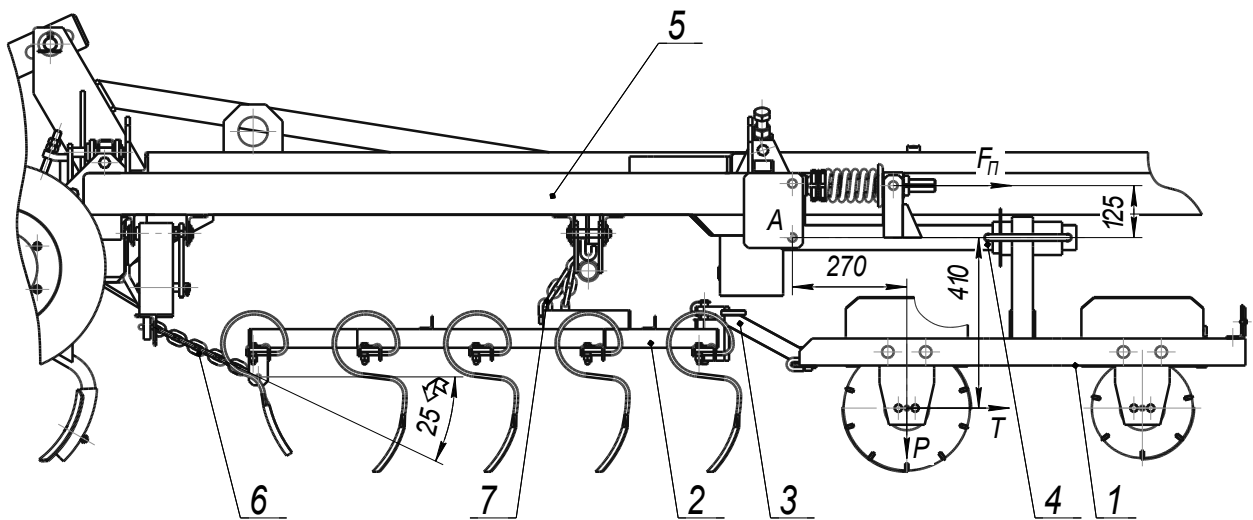


Рисунок 2.1 – Схема для визначення навантаження на раму культиватора

Вертикальна складова P та горизонтальна складова T тягового опору прикочувальних котків намагаються повернути начіпку 4 відносно точки A , діючи при цьому на пружину начіпки.

Зусилля, що діє на раму культиватора через пружину начіпки визначаємо із умови рівноваги системи (рис. 2.1):

$$F_n \cdot 125 = T \cdot 410 - P \cdot 270,$$

$$F_n = \frac{1450 \cdot 410 - 1667 \cdot 270}{125} = 1155 \text{ Н.}$$

Зусилля $T=1450$ Н та $P=1667$ Н отримано у [10].

Сила що діятиме раму через на поводок борінчастої секції:

$$F = P_B + T = 3250 + 1450 = 4700 \text{ Н,}$$

де P_B – тяговий опір борінчастої секції, $P_B = 3250$ Н [10].

2.3. Дослідження міцності балки опорних коліс

Для перевірки міцності елементів пропонованої конструкції балки опорних коліс культиватора проведемо розрахунок її напружено-деформованого стану.

Розрахунок проводитимемо методом скінченних елементів за допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks.

Для цього створюємо тривимірну твердотільну модель балки опорних коліс культиватора пропонованої конструкції (рис. 2.2).

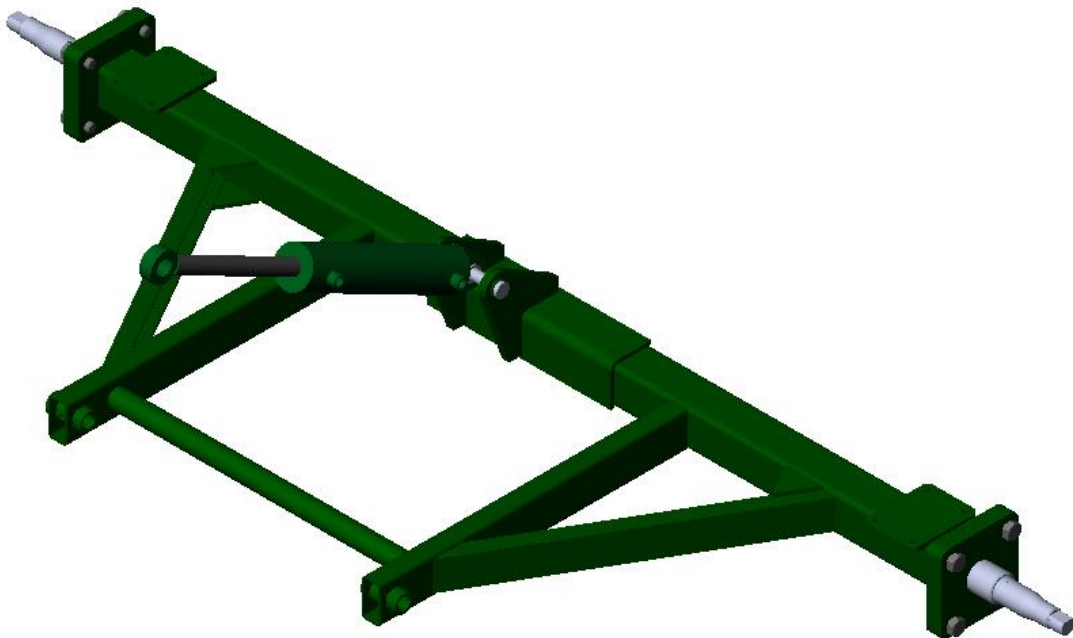
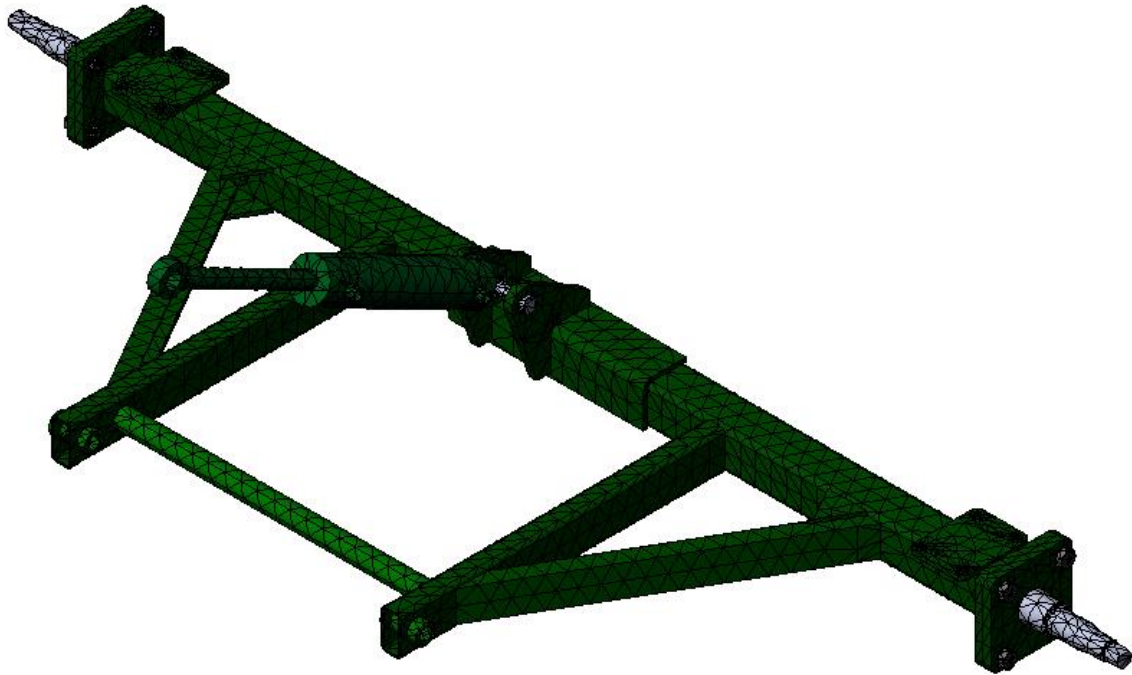


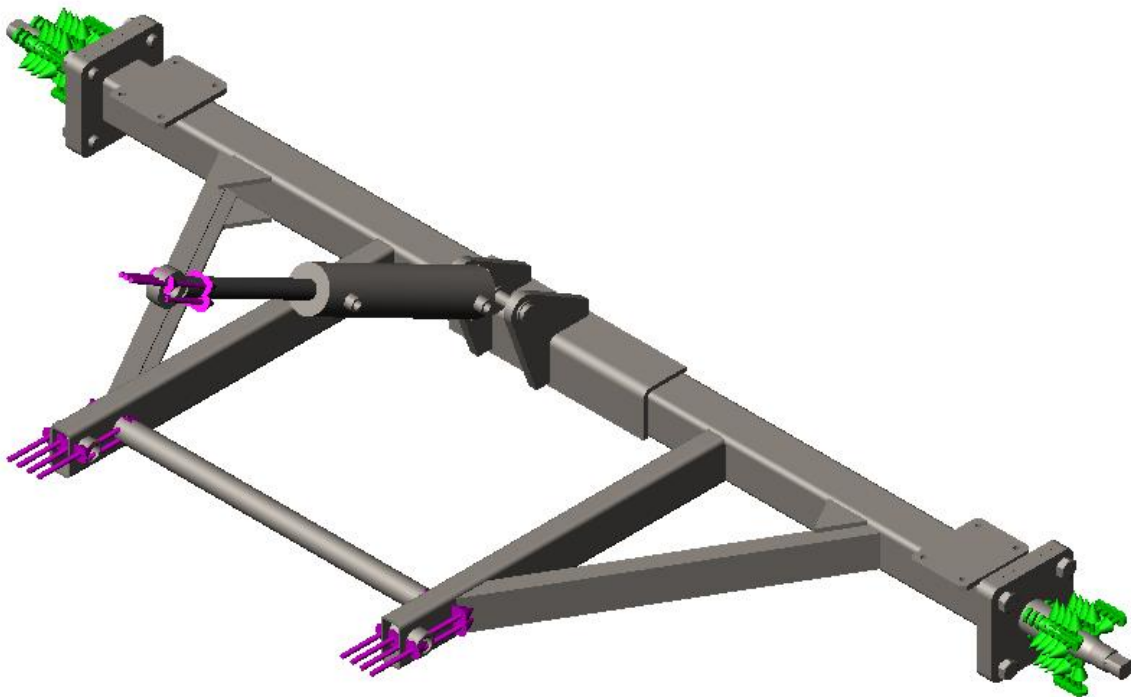
Рисунок 2.2 – Твердотільна модель балки опорних коліс культиватора

На твердотільній моделі балки опорних коліс культиватора створюємо сітку кінцевих елементів (рис. 2.3, а) та задаємо матеріал конструкції – сталь з межею текучості 180 МПа.

Задаємо умови закріплення – защемлення осей опорних коліс та задаємо зовнішнє навантаження – зусилля від ваги культиватора (≈ 3000 кг), що діють на гідроциліндр піднімання/опускання опорних коліс (1000 кг) та на шарніри лонжеронів (по 1000 кг на кожен) (рис. 2.3, б).



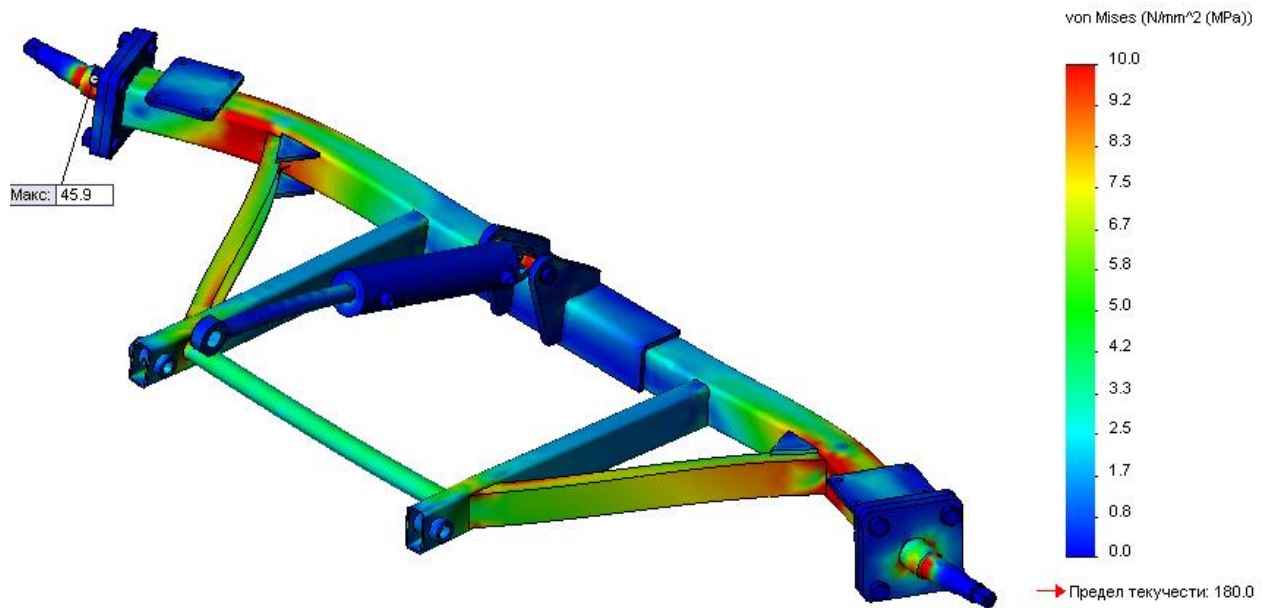
a)



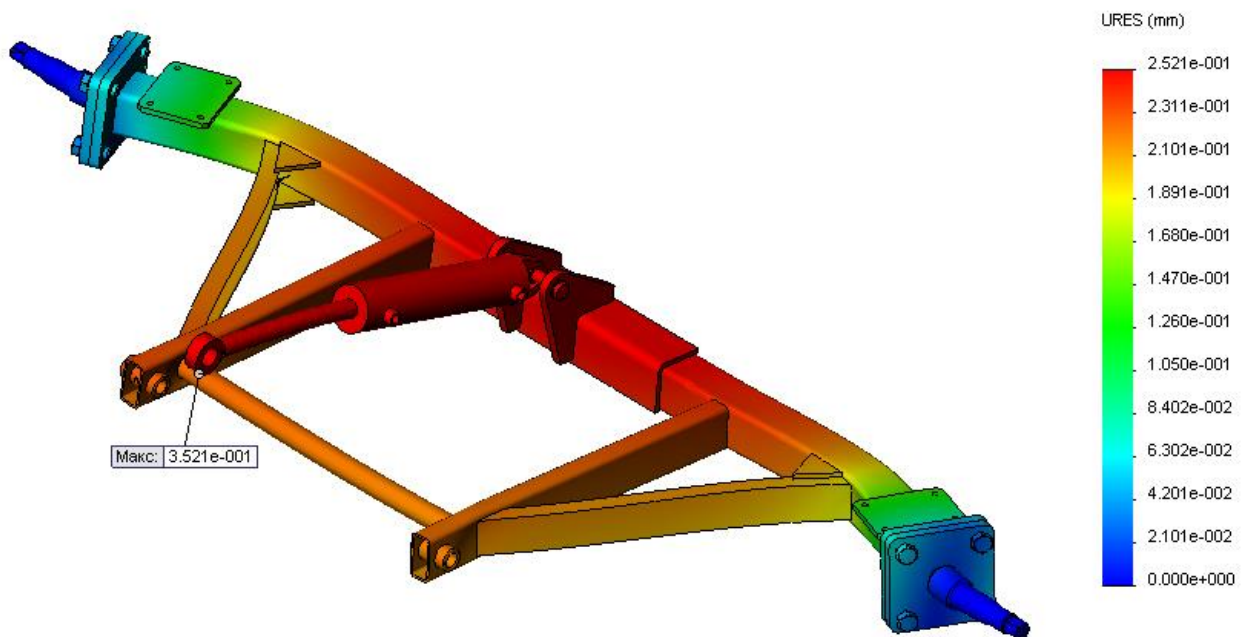
б)

Рисунок 2.3 – Моделювання балки опорних коліс культиватора

Розрахунок напружено-деформованого стану балки опорних коліс культиватора проводимо за допомогою модуля кінцеелементного аналізу Simulation. Результати моделювання подано на рис. 2.4.



а)



б)

а – напруження, МПа (за теорією фон Мізеса); б – переміщення, мм

Рисунок 2.4 – Напружено-деформований стан опорних коліс культиватора

Як видно з результатів розрахунку максимальні напруження виникають у осі кріплення опорних коліс культиватора і складають $\approx 46 \text{ МПа} < 180 \text{ МПа}$.

Максимальні переміщення спостерігаються на штоці гідроциліндра і становлять 0,35 мм. Максимальна деформація рами не перевищує 0,3 мм.

2.4. Обґрунтування гідроциліндра піднімання опорних коліс

Гідроциліндр піднімання коліс забезпечує піднімання/опускання опорних коліс культиватора у транспортному/робочому режимах його експлуатації.

При розрахунку гідроциліндра необхідно визначитись із його робочим діаметром, ходом штока та тиском у гідросистемі.

Найбільш розповсюдженими в сільському господарстві є гідроциліндри Ц 75, Ц 95, Ц 100, Ц 125, які використовуються на сучасних тракторах та автомобілях. Різні модифікації гідроциліндрів поділяються на односторонньої або двохсторонньої дії, в залежності від призначення.

Для вибору гідроциліндра розрахуємо зусилля, яке діє на шток в процесі переведення коліс культиватора у робоче/транспортне положення. Для цього визначимо зусилля на кронштейні гідроциліндра R_L :

$$R_L = \frac{R_o}{\eta \cdot n}, \quad (2.1)$$

де R_L - опір на опорі, кН;

η - ККД циліндра, $\eta = 0,65$;

R_o - загальний опір, $R_o = 30$ кН;

n - кількість гідроциліндрів.

$$R_L = \frac{30}{0,65 \cdot 1} = 46,15 \text{ кН.}$$

Гідроциліндр встановлений в плаваючому положенні під кутом 45° .

Тоді зусилля, яке діє на шток гідроциліндра буде дорівнювати:

$$P_B = \frac{R_L}{\cos \alpha}, \quad (2.2)$$

де P_B - зусилля на штоці гідроциліндра.

$$P_B = \frac{46,15}{\cos 45^0} = 65,3 \text{ кН.}$$

Величину ходу штока гідроциліндра визначаємо графічно (рис. 2.5).

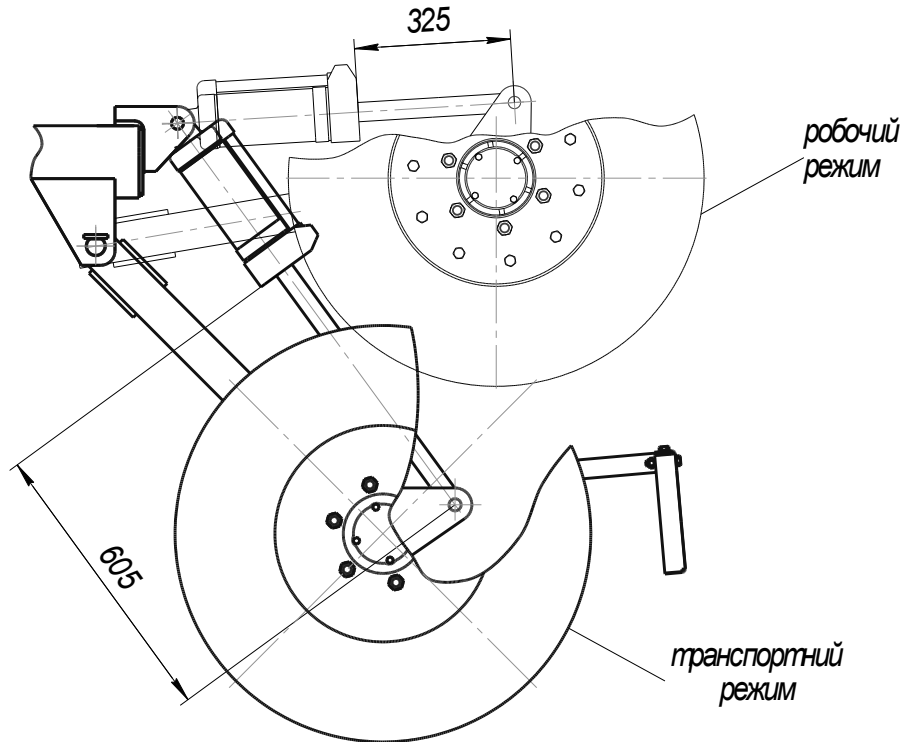


Рисунок 2.5 – Схема для визначення величини ходу штока гідроциліндра

Необхідний хід штока гідроциліндра:

$$L = 605 - 325 = 280 \text{ мм.}$$

Оскільки зусилля на штоці в даному випадку є основним параметром, то по ньому підбираємо гідроциліндр Ц 100×300-3, номінальне зусилля на штоці якого дорівнює 80 кН при робочому тиску $\Delta P_{\max} = 16 \text{ МПа}$ і хід штока становить 300 мм.

Визначимо витрату робочої рідини (л/хв), яка необхідна для роботи гідроциліндра за наступним виразом:

$$Q = \frac{g \cdot n}{1000 \cdot \eta_{ob}}, \quad (2.3)$$

де g - постійна гідромашини, $g = 72,0 \text{ см}^3$;

$\eta_{\text{об}}$ - об'ємний ККД гідромашини, $\eta_{\text{об}} = 0,94$.

n – частота обертання вала шестеренчастого насосу, об/хв.

$$Q = \frac{72 \cdot 210}{1000 \cdot 0,94} = 1,61 \text{ л/хв.}$$

Для забезпечення необхідної подачі робочої рідини на гідроциліндр доцільно застосувати серійний насос НШ - 100 - 2, який встановлено на гідравлічній системі трактора. Робочий тиск насоса $P_{\text{max}} = 16,0 \text{ МПа}$, подача $Q_n = 13,93 \text{ л/хв}$ на номінальному режимі.

Внутрішній діаметр гідропровода визначається за формулою:

$$d = \sqrt[2]{\frac{4Q}{\pi \cdot V}}, \quad (2.4)$$

де V – робоча швидкість рідини, $V = 2,0 \text{ м/с}$.

Діаметр магістрального гідропровода:

$$d_1 = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 13,93}{3,14 \cdot 2,0 \cdot 60}} = 0,022 \text{ м} = 22 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $d_1 = 26 \text{ мм}$.

3. ПРОЕКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розрахунок бокової рами культиватора

Аналіз напружено-деформованого стану бокової рами культиватора пропонованої конструкції проводимо для робочого режиму експлуатації культиватора.

Розрахунок проводимо методом скінченних елементів за допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks.

Створюємо тривимірну твердотільну модель бокової рами культиватора пропонованої конструкції (рис. 3.1).

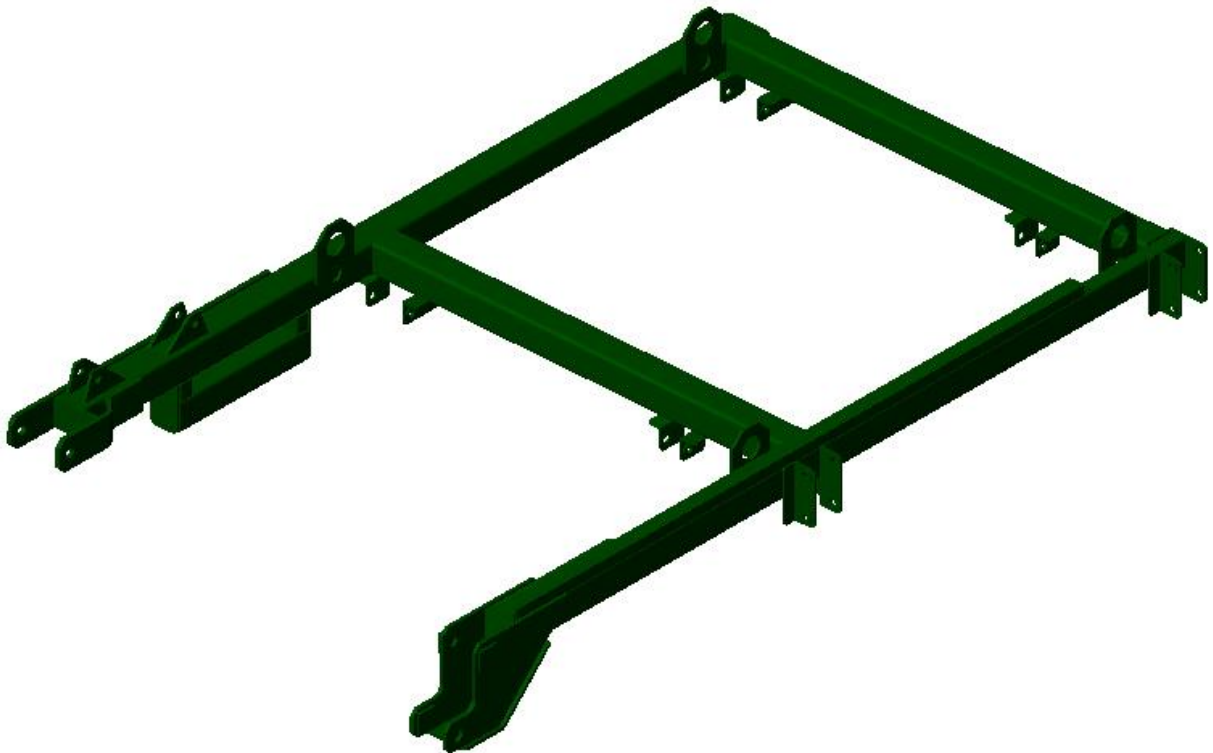
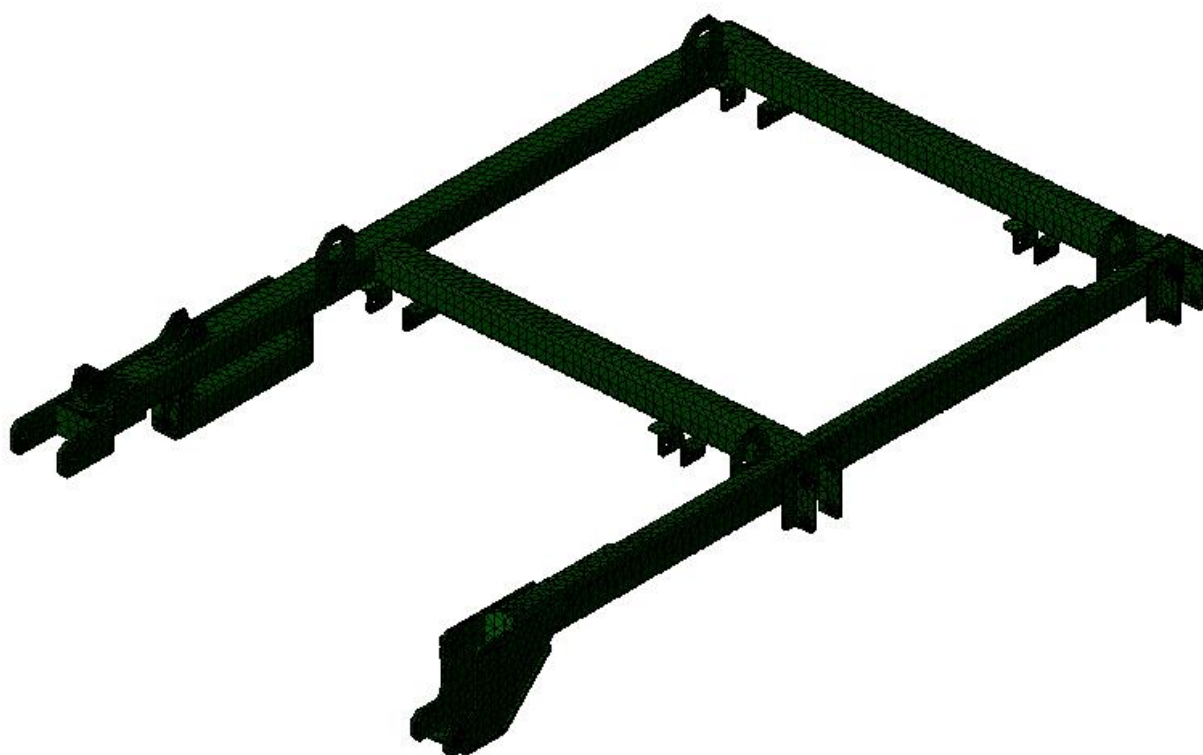
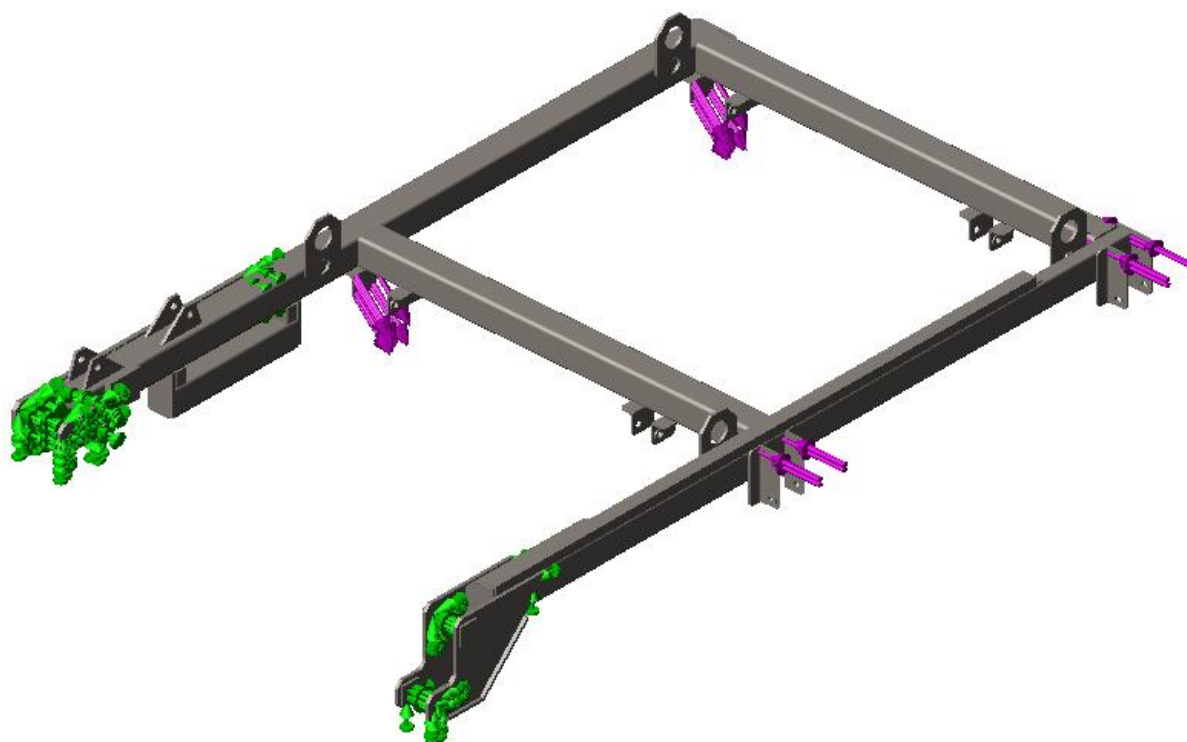


Рисунок 3.1 – Твердотільна модель бокової рами культиватора

На твердотільній моделі бокової рами культиватора створюємо тетраедричну сітку кінцевих елементів (рис. 3.2, а) та задаємо матеріал конструкції – сталь з межею текучості 210 МПа.



а)



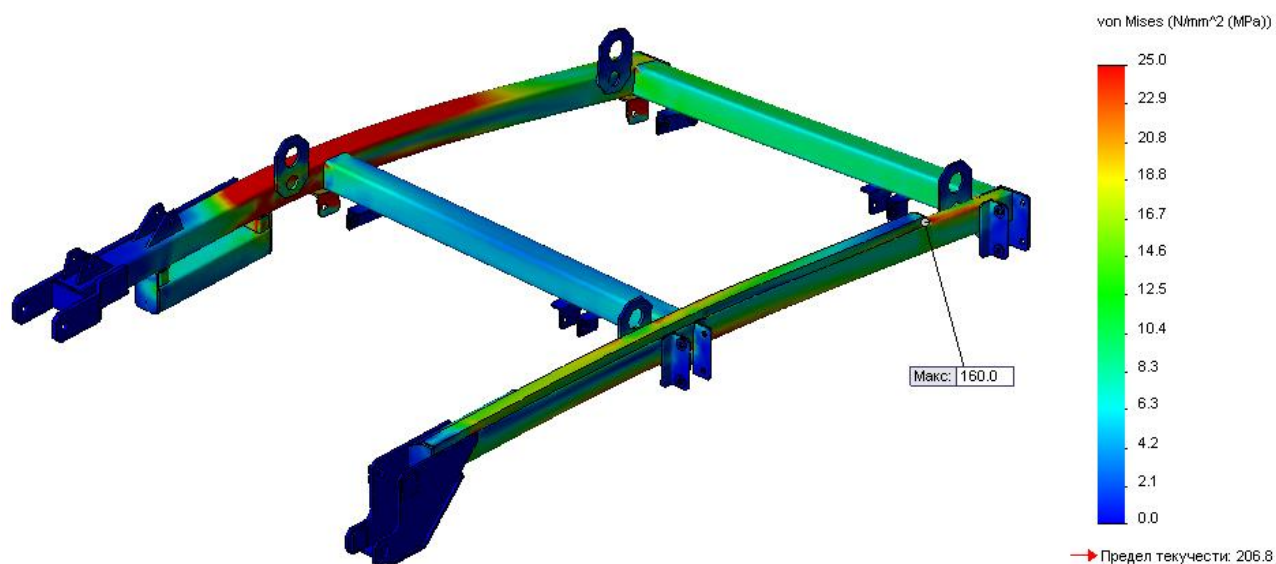
б)

Рисунок 3.2 – Моделювання бокової рами культиватора

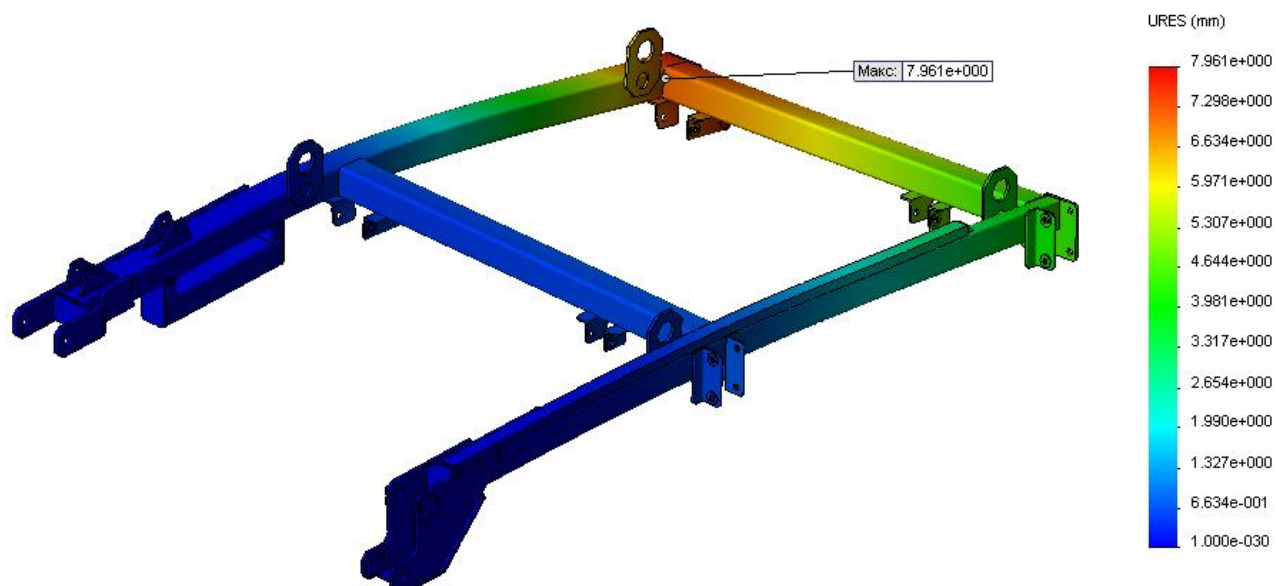
Задаємо умови закріплення – защемлення кронштейнів кріплення бокової рами до центральної рами культиватора та задаємо зовнішнє навантаження –

зусилля на поводках борінчастих секцій (4700 Н) та зусилля від ротаційного пристрою (1155 Н). (рис. 3.2, б).

Розрахунок напружено-деформованого стану бокової рами культиватора проводимо за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation. Результати моделювання подано на рис. 3.3.



а)



б)

а – напруження, МПа (за теорією фон Мізеса); б – переміщення рами, мм

Рисунок 3.3 – Напружено-деформований стан бокової рами культиватора

Як видно з результатів розрахунку, максимальні напруження виникають в місці встановлення накладки на поздовжній балці рами і складають 160 МПа.

Максимальні переміщення спостерігаються на вільному кінці рами і становлять ≈ 8 мм.

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по боковій рамі культиватора показано на рис. 3.14.

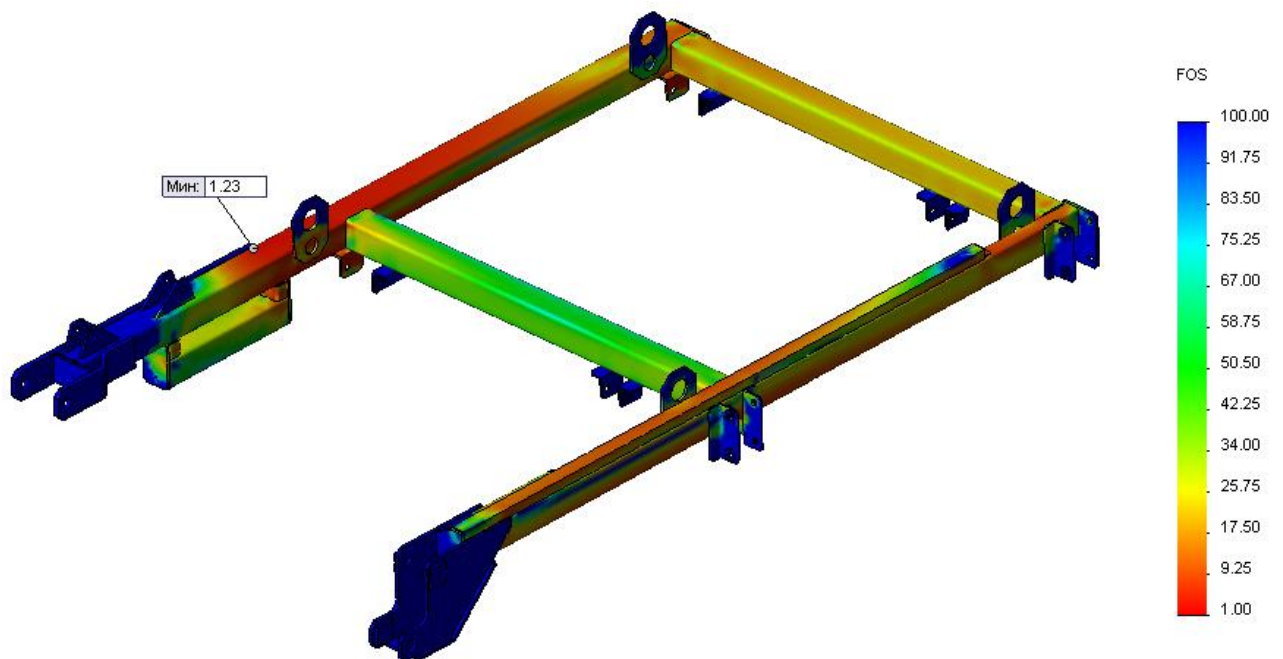


Рисунок 3.4 – Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по боковій рамі культиватора

Як видно з рис. 3.4, мінімальний коефіцієнт запасу міцності елементів бокової рами культиватора становить не менше 1,23.

3.2. Розрахунок центральної рами культиватора

Аналіз напружено-деформованого стану центральної рами культиватора пропонованої конструкції проводимо також для робочого режиму експлуатації культиватора методом скінченних елементів за допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks [1].

Створюємо тривимірну твердотільну модель центральної рами культиватора (рис. 3.5).

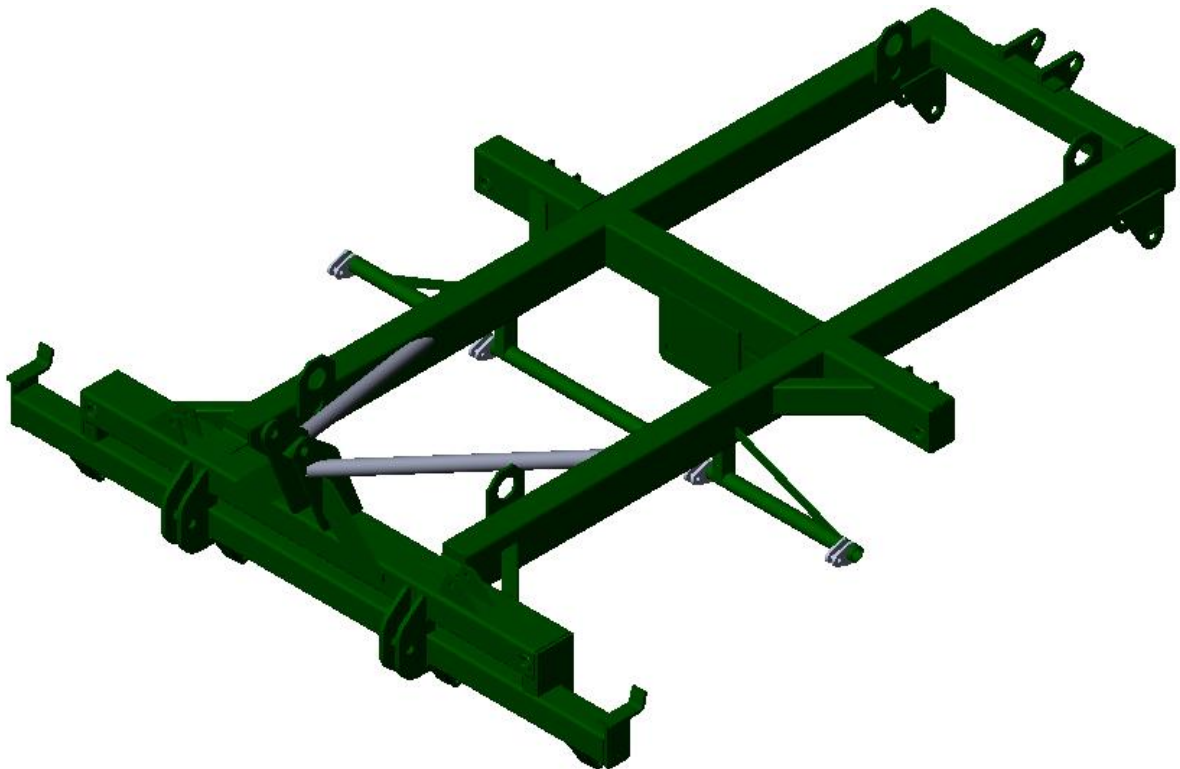
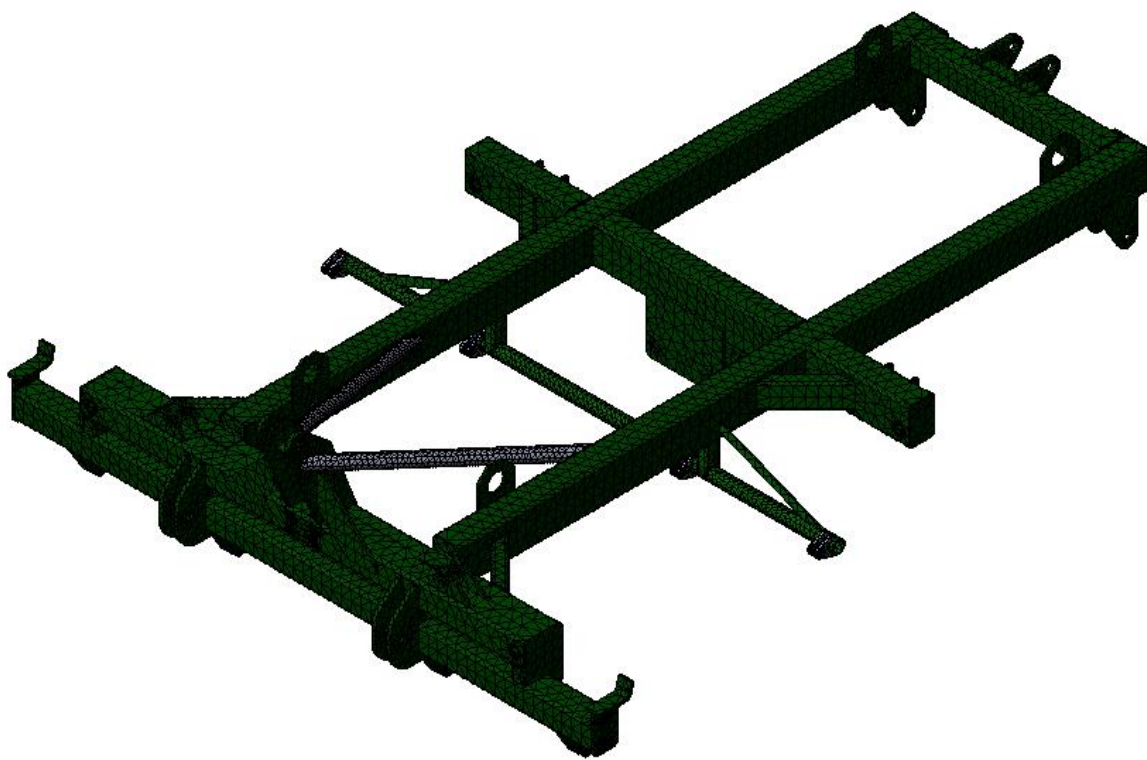


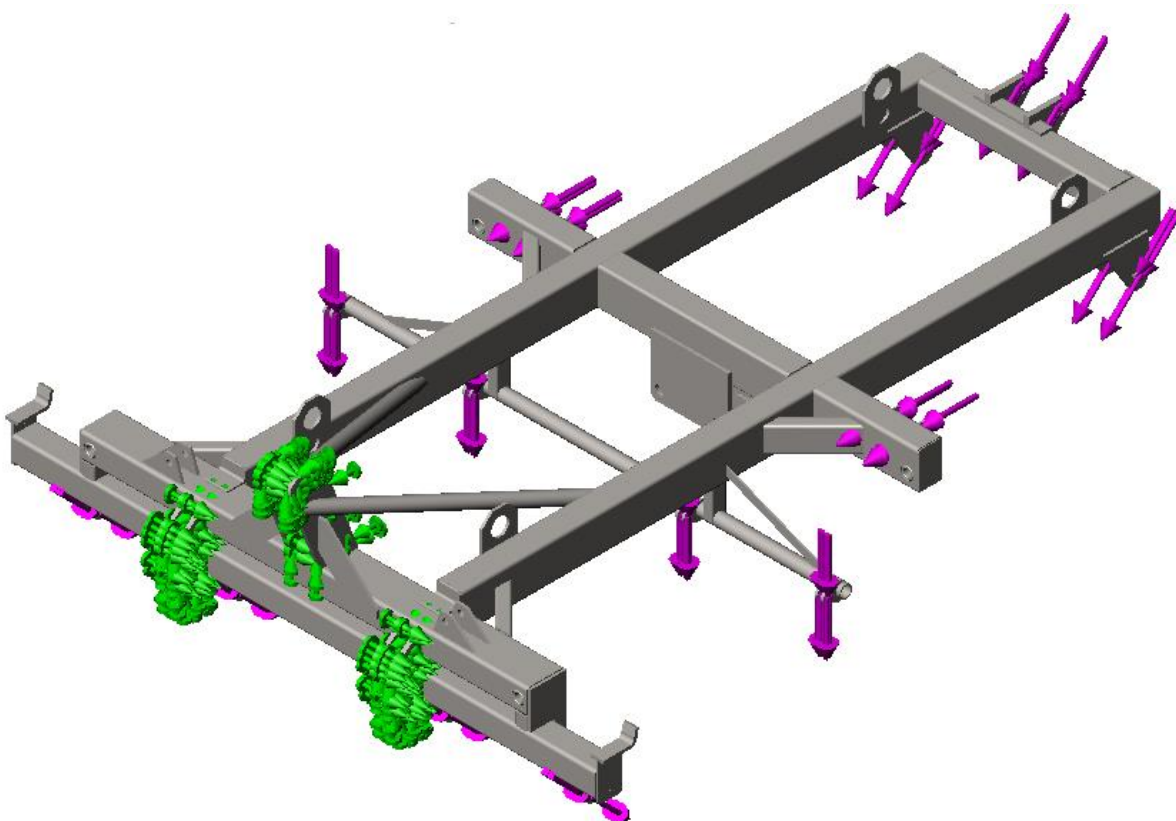
Рисунок 3.5 – Твердотільна модель центральної рами культиватора

На твердотільній моделі центральної рами культиватора створюємо сітку кінцевих елементів (рис. 3.6, а) та задаємо матеріал конструкції – сталь з межею міцності 210 МПа.

Задаємо умови закріплення – защемлення кронштейнів кріплення причіпного пристрою культиватора та задаємо зовнішнє навантаження – зусилля від ваги колісного ходу (2700 Н), зусилля на поводках борінчастих секцій (4700 Н), зусилля від ротаційного пристрою (1155 Н). (рис. 3.6, б).



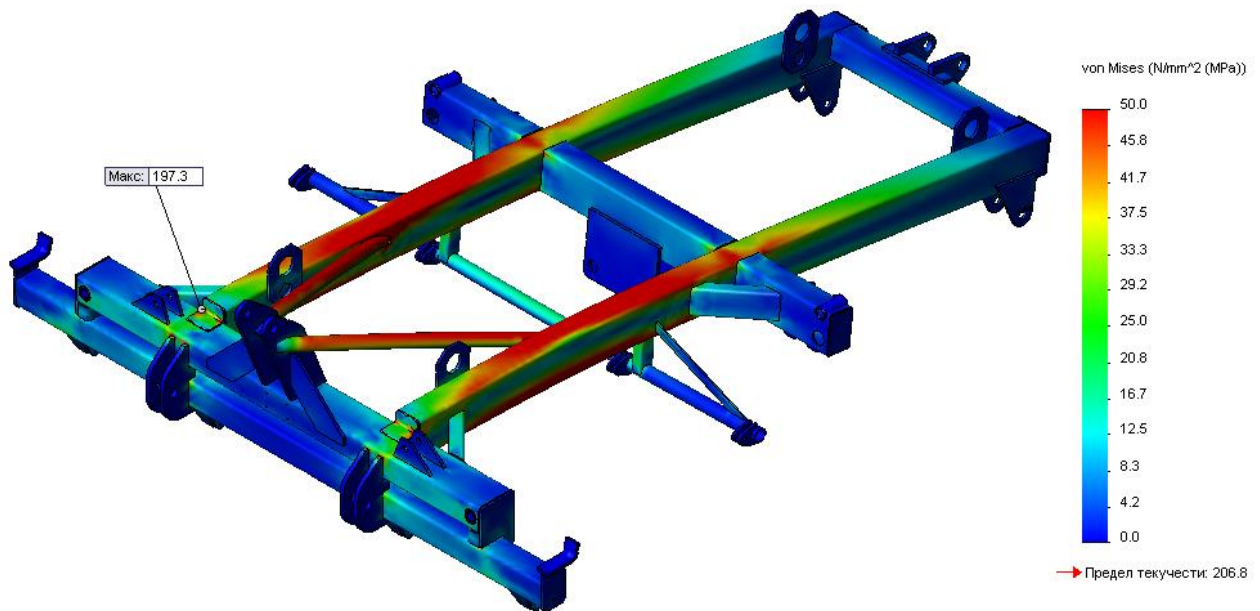
a)



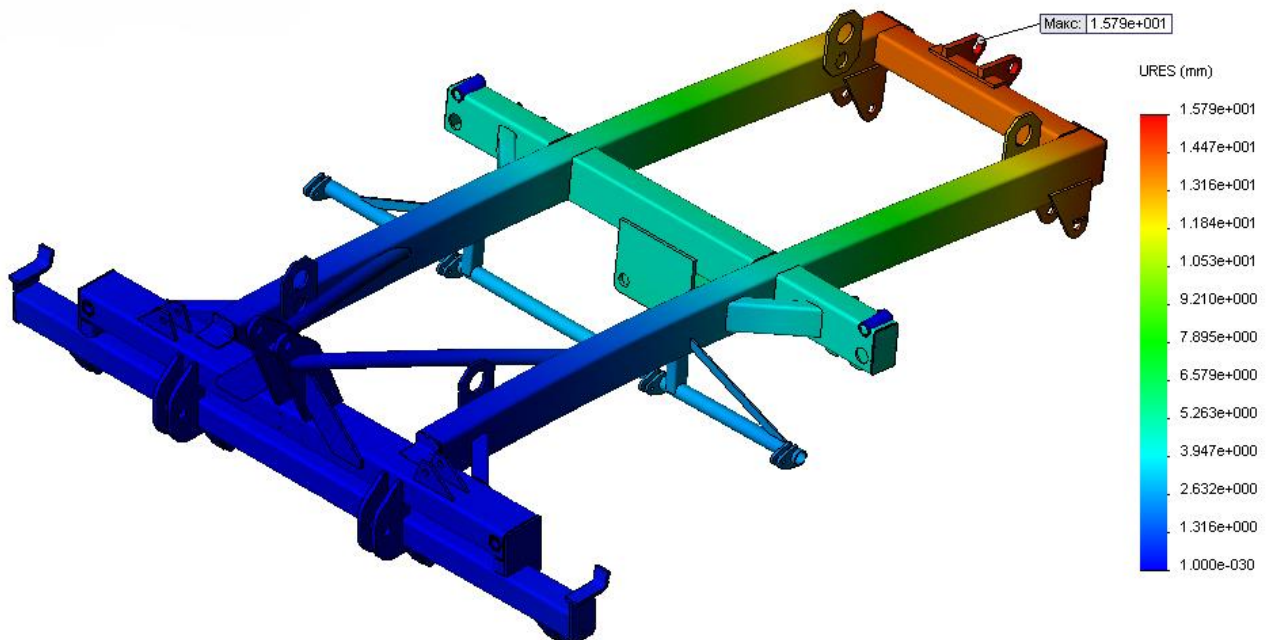
б)

Рисунок 3.6 – Моделювання центральної рами культиватора

Розрахунок напружено-деформованого стану центральної рами культиватора проводимо за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation. Результати моделювання подано на рис. 3.7.



а)



б)

а – напруження, МПа (за теорією фон Мізеса); б – переміщення рами, мм

Рисунок 3.7 – Напружено – деформований стан центральної рами культиватора

Як видно з результатів розрахунку, максимальні напруження виникають в місці встановлення накладки на поздовжній балці рами і складають 197 МПа.

Максимальні переміщення спостерігаються на вільному кінці рами і становлять ≈ 16 мм.

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по центральній рамі культиватора показано на рис. 3.8.

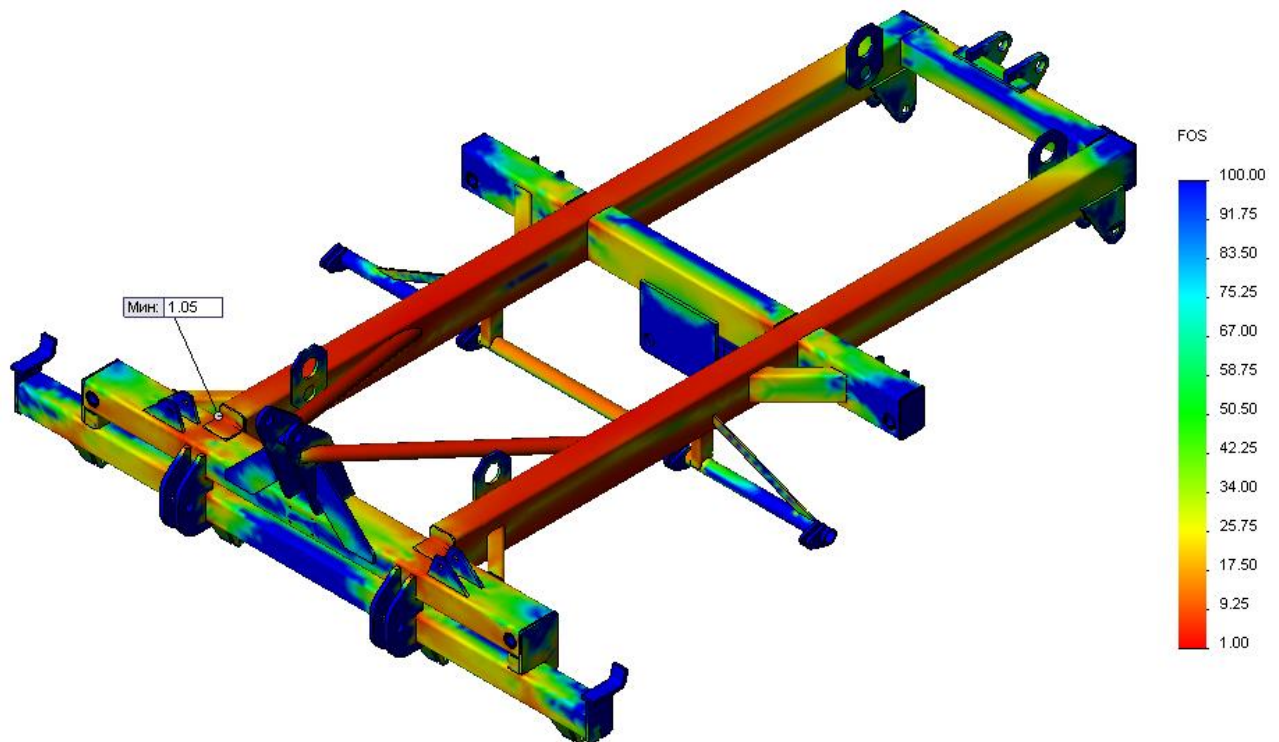


Рисунок 3.8 – Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по боковій рамі культиватора

Як видно з рис. 3.8 мінімальний коефіцієнт запасу міцності елементів центральної рами культиватора становить лише 1,05, що не забезпечує умову, за якою мінімальний коефіцієнт запасу міцності рами сільськогосподарської машини повинен складати 1,1. Отже, це місце центральної рами потребує додаткового підсилення.

Крім того, поздовжні розтяжки кріпляться до поздовжніх балок рами якраз у місці максимальних напружень, що може викликати втомне руйнування

зварних швів кріплення розтяжок. Тому розтяжки доцільно зробити довшими і кріпити до поздовжніх балок рами поблизу поперечного лонжерона центральної рами [1].

3.3. Розрахунок причіпного пристрою

Розрахунок причіпного пристрою проводимо для робочого режиму експлуатації широкозахватного культиватора, оскільки в цьому випадку на причіпний пристрій діятиме максимальне зусилля, рівне тяговому опору культиватора ≈ 40 кН (див. пункт 2.1)

Розрахунок проводимо методом скінченних елементів за допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks.

Розрахунок проводимо в такій послідовності. Створюємо тривимірну твердотільну модель причіпного пристрою культиватора (рис. 3.9).

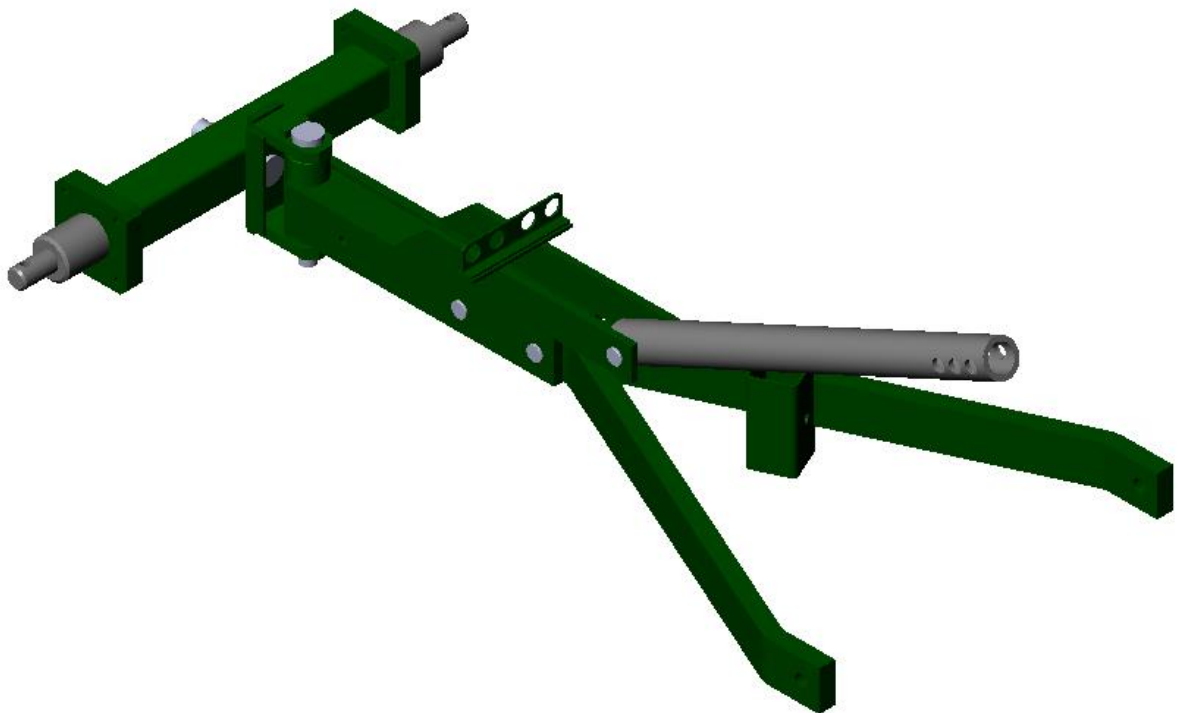
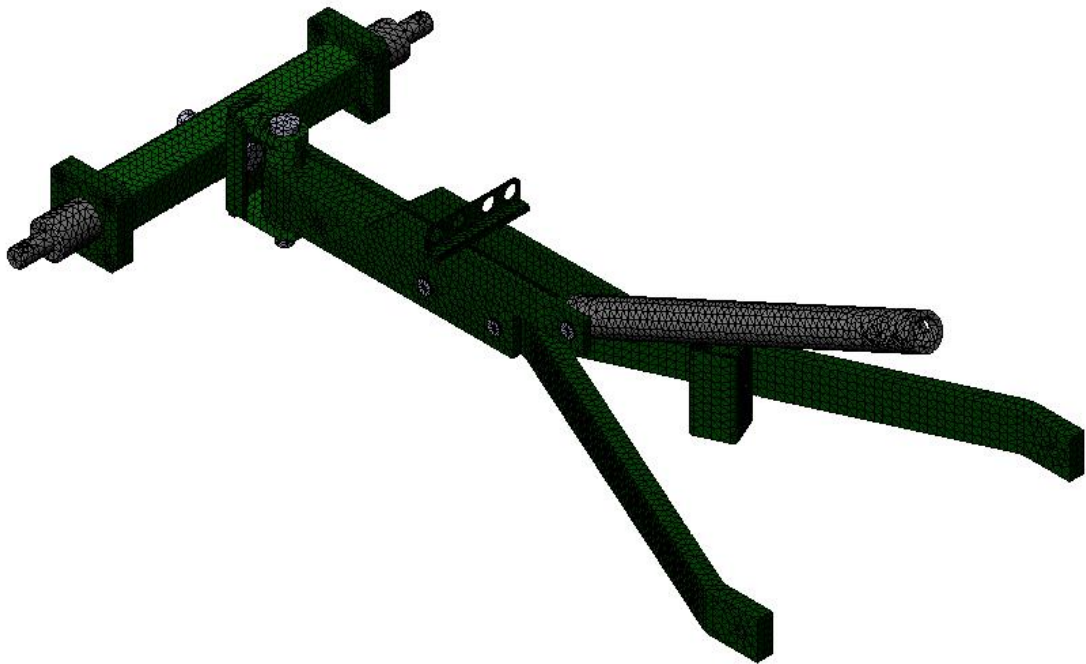


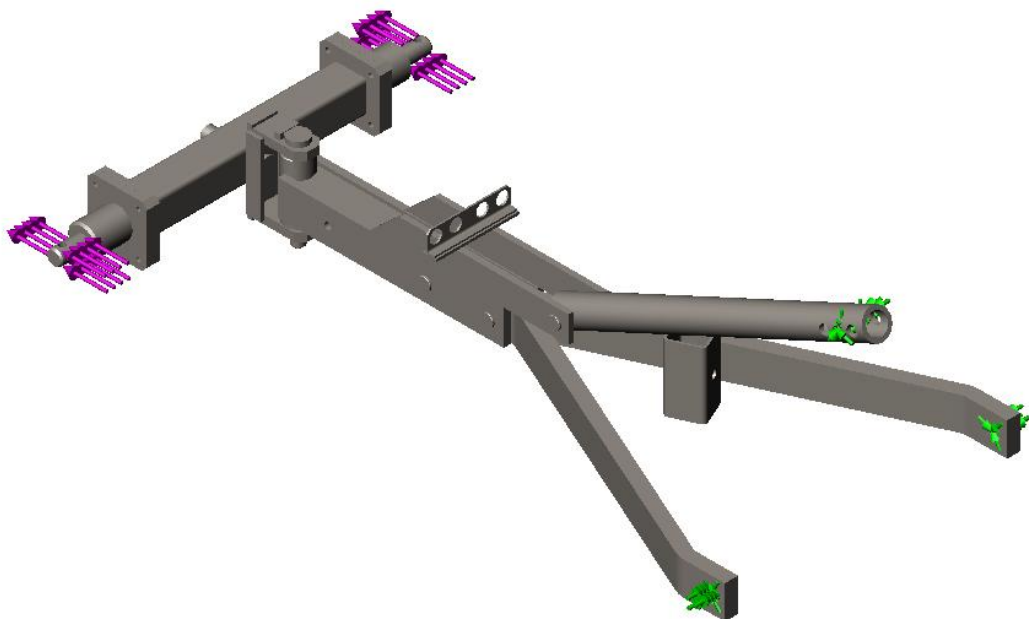
Рисунок 3.9 – Твердотільна модель причіпного пристрою культиватора

На твердотільній моделі причіпного пристрою культиватора створюємо тетраедричну сітку кінцевих елементів (рис. 3.10, а) та задаємо матеріал конструкції – сталь з межею текучості 180 МПа.

Задаємо умови закріплення – защемлення кронштейнів кріплення причіпного пристрою до центральної рами культиватора та задаємо навантаження – тягове зусилля культиватора (рис. 3.10, б).



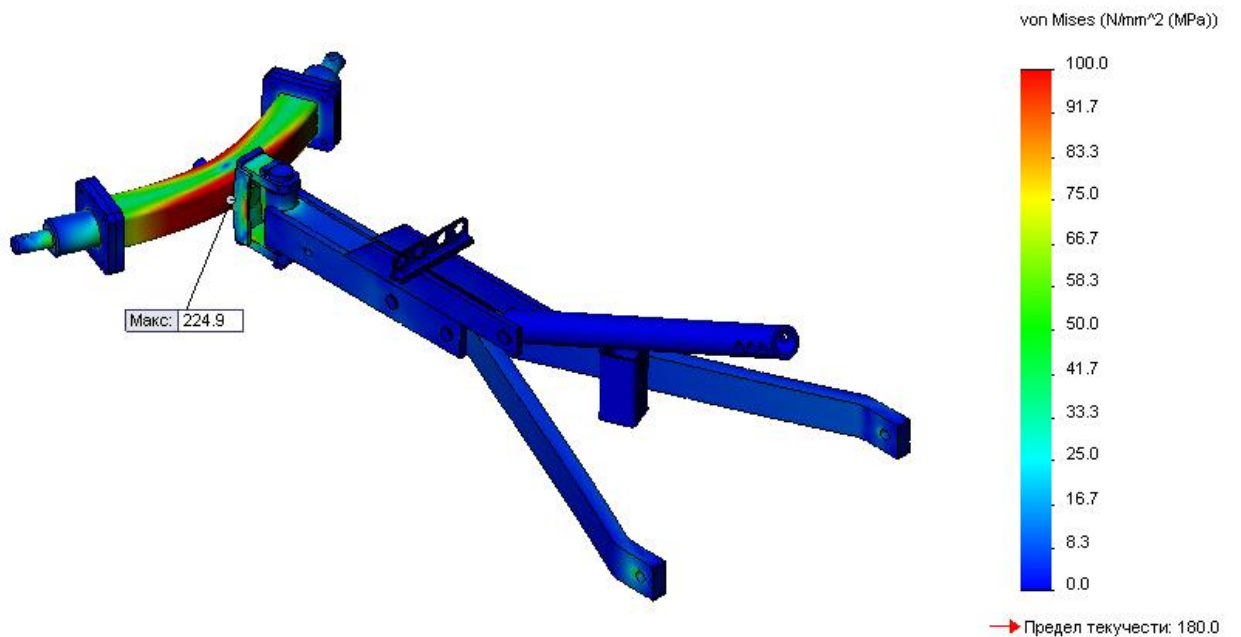
а)



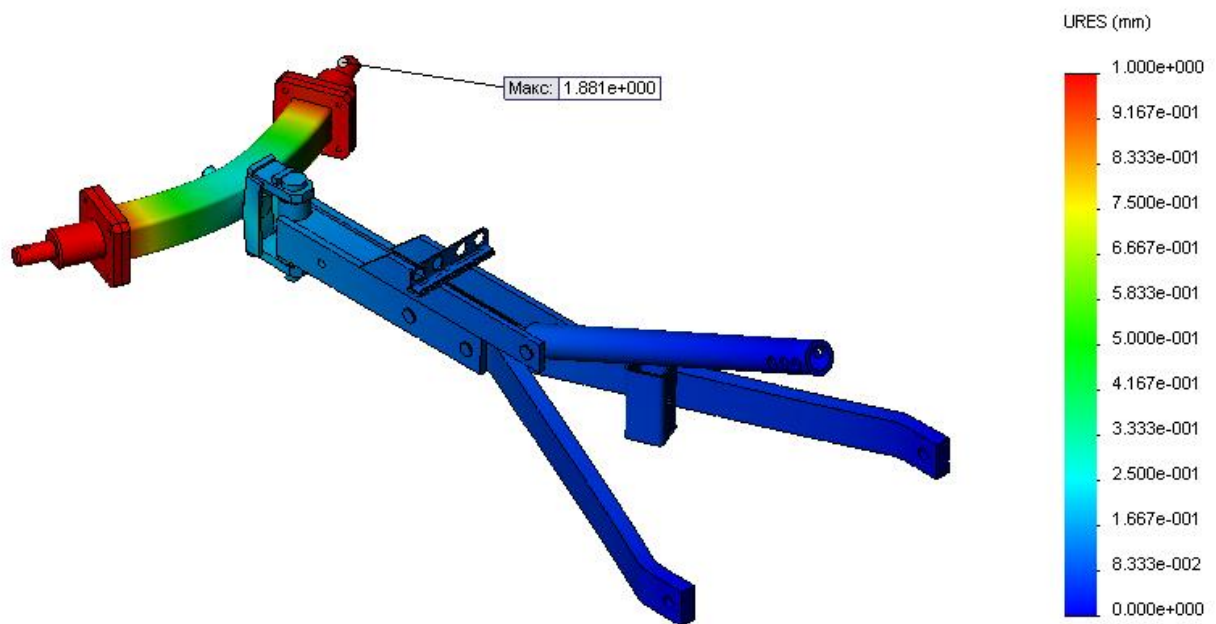
б)

Рисунок 3.10 – Моделювання причіпного пристрою культиватора

Розрахунок напружено-деформованого стану причіпного пристрою культиватора проводимо за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation. Результати моделювання подано на рис. 3.11.



а)



б)

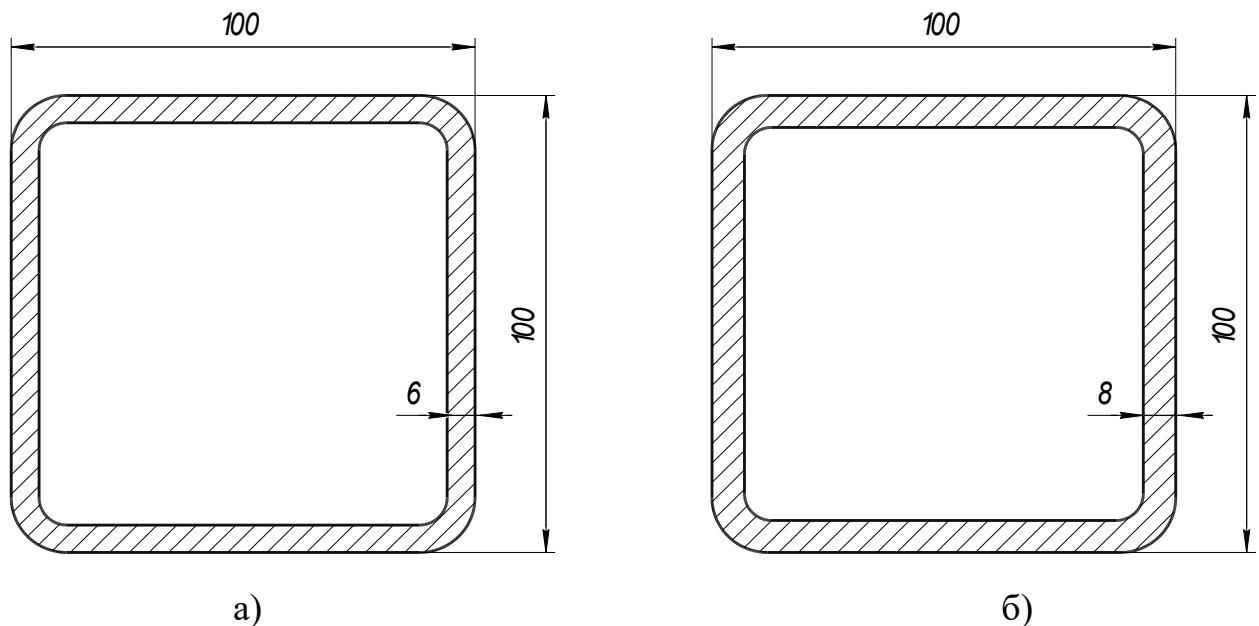
а – напруження, МПа (за теорією фон Мізеса); б – переміщення рами, мм

Рисунок 3.11 – Напружено-деформований стан причіпного пристрою культиватора

Як видно з результатів розрахунку, максимальні напруження виникають в кріпильному брусі причіпного пристрою і складають 225 МПа, що перевищує допустимі напруження для вибраного матеріалу. При цьому переміщення вільних кінців бруса не перевищує 2 мм.

Необхідну міцність поперечного бруса причіпного пристрою можна забезпечити двома шляхами: змінити матеріал конструкції або її геометрію.

Для забезпечення необхідної міцності поперечного бруса причіпного пристрою запропоновано збільшити товщину стінки квадратної труби (100×100 мм), з якої виготовлено поперечний брус, з 6 мм до 8 мм (рис. 3.12).



а – існуючий перетин; б – пропонуваний перетин

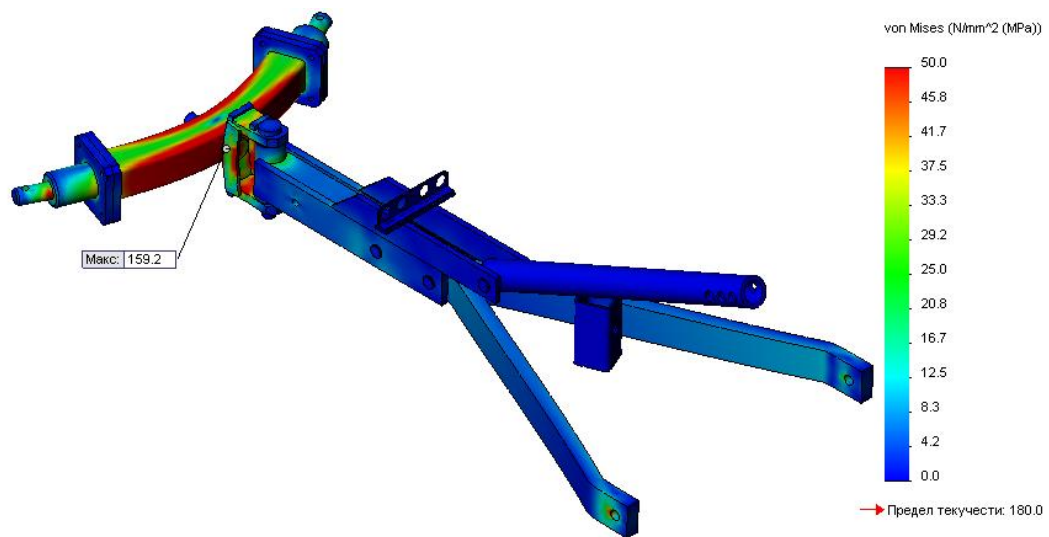
Рисунок 3.12 – Поперечний перетин бруса

Результати розрахунку напружено – деформованого стану причіпного пристрою з поперечним брусом з труби 100×100×8 мм. показано на рис. 3.13.

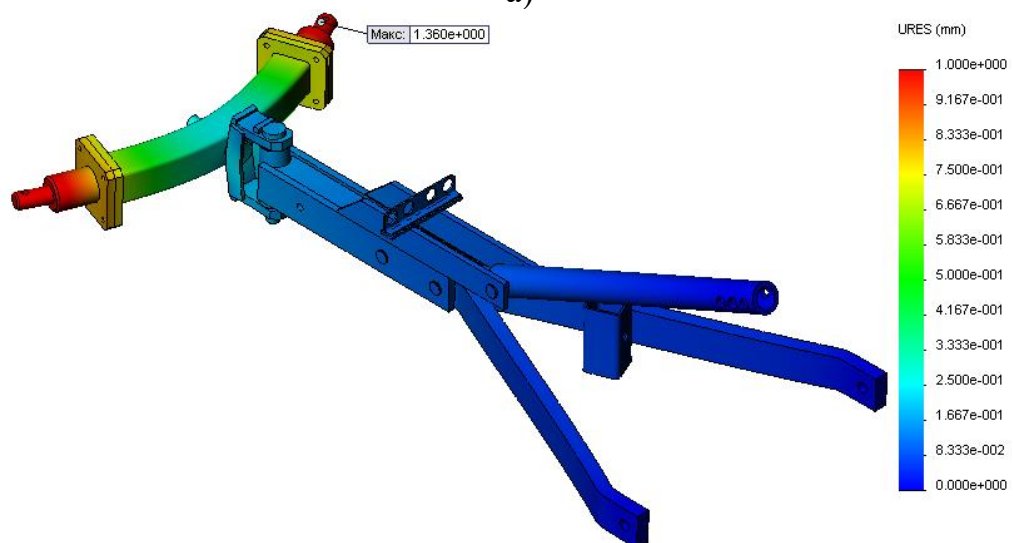
Максимальні напруження у квадратній трубі пропонуваного перетину складають ≈ 160 МПа (рис. 3.13, а), що менше допустимих 180 МПа.

Максимальне переміщення кінців бруса складає $\approx 1,4$ мм (рис. 3.13, б).

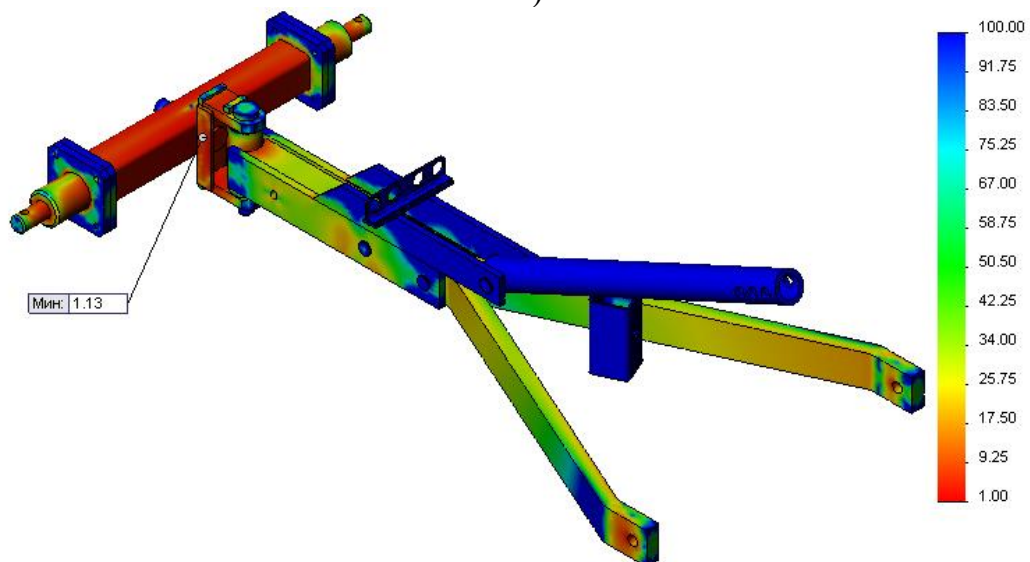
Коефіцієнт запасу міцності становить 1,13 (рис. 3.13, в).



а)



б)



в)

а – напруження, МПа; б – переміщення, мм; в – коефіцієнт запасу міцності

Рисунок 3.13 – НДС удосконаленого причіпного пристрою культиватора

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Техніка безпеки при експлуатації ґрунтообробних машин

Охорона праці в сільськогосподарському виробництві регламентується системою законодавчих і нормативно-правових актів України, основними з яких є Закон України «Про охорону праці», Кодекс законів про працю України, а також галузеві нормативні документи НПАОП та державні стандарти ДСТУ. Експлуатація широкозахватних культиваторів належить до робіт підвищеної небезпеки, оскільки пов'язана з використанням великогабаритних машин, значними динамічними навантаженнями та наявністю потенційно небезпечних виробничих факторів.

Відповідно до вимог НПАОП 01.0-1.01-12 «Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві», роботодавець зобов'язаний забезпечити безпечні умови праці на всіх етапах використання сільськогосподарської техніки, починаючи від підготовки агрегату до роботи і закінчуючи його технічним обслуговуванням та ремонтом. Особливу увагу при цьому необхідно приділяти технічному стану несучих конструкцій машин, оскільки їх пошкодження або руйнування можуть призвести до тяжких наслідків.

Під час роботи широкозахватного культиватора на оператора та обслуговуючий персонал діють механічні, фізичні та психофізіологічні небезпечні фактори. До механічних факторів належать рухомі та обертові частини агрегату, можливість відриву або деформації елементів рами, а також дія значних інерційних сил під час розворотів і руху по нерівному рельєфу. Фізичні фактори включають підвищений рівень шуму та вібрацій, що, згідно з ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008, при тривалому впливі можуть негативно впливати на здоров'я оператора. Психофізіологічні фактори проявляються у вигляді

підвищеного нервово-емоційного напруження, пов'язаного з керуванням великогабаритним агрегатом у складних польових умовах.

З метою мінімізації ризиків травмування необхідно забезпечити відповідність конструкції культиватора вимогам безпеки, встановленим ДСТУ ISO 4254 «Сільськогосподарські машини. Вимоги безпеки». Зокрема, конструкція рами повинна забезпечувати достатню міцність і жорсткість при діях експлуатаційних навантажень, а зварні з'єднання мають відповідати вимогам ДСТУ EN ISO 5817 щодо якості зварювання. Підвищення надійності несучих конструкцій, досягнуте шляхом оптимізації перерізів елементів і зменшення концентрацій напружень, безпосередньо сприяє зниженню виробничого травматизму.

Організаційні заходи з охорони праці передбачають обов'язкове проведення вступного, первинного та періодичного інструктажів з охорони праці відповідно до НПАОП 0.00-4.12-05. Оператор культиватора повинен бути ознайомлений з інструкцією з експлуатації машини, знати її конструктивні особливості, допустимі режими роботи та порядок дій у разі виникнення несправностей. До роботи допускаються лише особи, які пройшли навчання, перевірку знань і мають відповідну кваліфікацію.

Під час агрегаткування культиватора з трактором і переведення його з транспортного у робоче положення необхідно суворо дотримуватися вимог безпеки. Забороняється перебування людей у зоні можливого переміщення секцій рами, а всі операції з використанням гідравлічної системи повинні виконуватися з урахуванням вимог НПАОП щодо безпечної експлуатації гідросистем. Перед початком роботи оператор зобов'язаний перевірити справність гідравлічних шлангів, надійність кріплення з'єднань і відсутність витоків робочої рідини.

Особливу небезпеку становлять роботи з технічного обслуговування і ремонту культиватора. Згідно з вимогами охорони праці, всі ремонтні роботи повинні виконуватися лише при повній зупинці агрегату, знятому тиску в

гідравлічній системі та зафіксованих у безпечному положенні елементах рами. Під час заміни або ремонту важких конструктивних елементів необхідно застосовувати вантажопідіймальні механізми, що відповідають вимогам ДСТУ EN 13155, з метою запобігання травмам опорно-рухового апарату.

Засоби індивідуального захисту є обов'язковим елементом системи охорони праці. Оператор та обслуговуючий персонал повинні використовувати спецодяг і спецвзуття відповідно до ДСТУ EN ISO 20345, а також засоби захисту органів слуху у разі перевищення допустимих рівнів шуму. Дотримання санітарно-гігієнічних норм і раціональний режим праці та відпочинку сприяють зниженню втоми та підвищенню безпеки виконання робіт.

Отже, забезпечення охорони праці під час експлуатації широкозахватного культиватора тісно пов'язане з технічною досконалістю та надійністю його несучих конструкцій. Результати досліджень, спрямовані на підвищення міцності та довговічності рами, мають важливе значення для створення безпечних умов праці у сільськогосподарському виробництві.

4.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях під час експлуатації широкозахватного культиватора

Безпека в надзвичайних ситуаціях є невід'ємною складовою загальної системи охорони праці та цивільного захисту в сільськогосподарських підприємствах. Відповідно до Кодексу цивільного захисту України, надзвичайні ситуації поділяються на техногенні, природні та соціальні, а їх виникнення під час експлуатації сільськогосподарської техніки може призвести до значних матеріальних збитків і загрози життю людей.

Для широкозахватних культиваторів найбільш імовірними є надзвичайні ситуації техногенного характеру, пов'язані з аварійними відмовами конструктивних елементів, гідравлічних систем або транспортними пригодами. Аварійне руйнування несучих конструкцій рами внаслідок втомних процесів або перевантажень може призвести до втрати керованості агрегату та створення небезпечної ситуації для оператора і оточуючих. Саме тому підвищення надійності рамних елементів, досліджуване у даній роботі, є одним із ключових чинників запобігання надзвичайним ситуаціям.

Відмова гідравлічної системи складання секцій культиватора може супроводжуватися раптовим опусканням або перекосом елементів рами. З метою зменшення ризику таких подій конструкція повинна передбачати запобіжні та зворотні клапани, а також механічні пристрої фіксації. У разі виникнення аварійної ситуації оператор зобов'язаний негайно припинити роботу, зупинити агрегат і вжити заходів щодо усунення небезпеки відповідно до інструкцій з безпеки.

Під час транспортування широкозахватного культиватора дорогами загального користування можливі надзвичайні ситуації у вигляді дорожньо-транспортних пригод. Для їх запобігання агрегат повинен відповідати вимогам Правил дорожнього руху та ДСТУ щодо габаритів і маркування сільськогосподарської техніки. Особливу увагу необхідно приділяти технічному стану транспортних фіксаторів рами, справності світлової сигналізації та обмеженню швидкості руху.

Пожежі є ще одним видом надзвичайних ситуацій, характерних для сільськогосподарської техніки. Джерелами займання можуть бути витіки пального або мастильних матеріалів, перегрів елементів гідросистеми та накопичення рослинних решток. Відповідно до вимог пожежної безпеки, тракторний агрегат повинен бути укомплектований первинними засобами пожежогасіння, а персонал – навчений діям у разі виникнення пожежі.

Організація дій персоналу у надзвичайних ситуаціях передбачає наявність планів реагування та інструкцій, розроблених на підприємстві з урахуванням специфіки використовуваної техніки. У разі аварії або нещасного випадку оператор повинен негайно повідомити керівництво, припинити роботу та, за необхідності, викликати аварійно-рятувальні служби. Надання першої домедичної допомоги постраждалим має здійснюватися відповідно до чинних нормативних вимог.

Таким чином, забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях під час експлуатації широкозахватного культиватора базується на комплексі організаційних і технічних заходів, важливе місце серед яких займає підвищення надійності несучих конструкцій. Реалізація інженерних рішень, спрямованих на зменшення імовірності аварійних відмов, сприяє підвищенню рівня техногенної безпеки та сталому функціонуванню сільськогосподарського виробництва.

ВИСНОВКИ

Одним із перспективних напрямів розвитку комплексної механізації сільськогосподарського виробництва є впровадження комбінованих машин, які забезпечують виконання кількох операцій з обробітку ґрунту в межах одного технологічного процесу.

Комбінований ґрунтообробний агрегат досліджуваної конструкції виконаний на базі трисекційної рами, що складається за допомогою гідравлічної системи. Таке конструктивне рішення дає змогу зменшити транспортну ширину агрегату до 4 м, скоротити витрати часу на підготовчі операції перед початком роботи, а також усунути потребу в застосуванні додаткових транспортних засобів для перевезення двох окремих культиваторів і зчіпного пристрою.

До рамної конструкції культиватора внесено низку змін. Зокрема, середню та бокові рами виконано у вигляді суцільнозварних конструкцій без використання болтових з'єднань; удосконалено конструкцію розкосів секції опорних коліс, що забезпечує їй вільне переміщення у верхнє крайнє положення без контакту гідроциліндрів із розкосами; змінено спосіб кріплення осі опорних коліс до балки – замість приварювання запропоновано фланцеве з'єднання з використанням болтів; збільшено товщину стінки квадратної труби поперечного бруса причіпного пристрою культиватора.

Міцність і жорсткість ключових елементів запропонованої конструкції оцінено методом скінченних елементів у SolidWorks Simulation. Для балки опорних коліс у транспортному режимі встановлено, що максимальні напруження в зоні кріплення осі коліс становлять близько 46 МПа і не перевищують межі текучості матеріалу (180 МПа), а максимальні переміщення незначні (порядку 0,35 мм), що підтверджує достатню несучу здатність вузла за прийнятої схеми навантаження. Для гідроциліндра піднімання опорних коліс виконано підбір за зусиллям та ходом штока; обґрунтовано застосування

гідроциліндра типу Ц 100×300-3 та визначено параметри гідросистеми (витрата робочої рідини і діаметр гідропровода), що забезпечують працездатність механізму переведення коліс у робоче/транспортне положення.

Проведено МСЕ-аналіз бокової та центральної рам у робочому режимі. Для бокової рами максимальні напруження досягають приблизно 160 МПа, мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить не менше 1,23, що загалом відповідає вимогам міцності. Для центральної рами отримано максимальні напруження близько 197 МПа та мінімальний коефіцієнт запасу міцності 1,05, що не забезпечує нормативну вимогу ($\geq 1,1$), отже, зона встановлення накладки на поздовжній балці потребує підсилення. Додатково встановлено конструктивний ризик втомного руйнування зварних швів у місцях кріплення поздовжніх розтяжок у зоні пікових напружень; запропоновано змінити їх геометрію та перенести кріплення ближче до поперечного лонжерона, зменшуючи концентрацію напружень.

Для причіпного пристрою (дишла) у робочому режимі при тяговому зусиллі ≈ 40 кН встановлено, що в базовому виконанні максимальні напруження в поперечному брусі досягають близько 225 МПа, що перевищує допустимий рівень для обраного матеріалу (180 МПа). Запропоноване конструктивне удосконалення – збільшення товщини стінки квадратної труби 100×100 мм з 6 до 8 мм – забезпечує зниження максимальних напружень до приблизно 160 МПа та підвищує коефіцієнт запасу міцності до 1,13 при допустимих переміщеннях, що підтверджує ефективність прийнятого рішення.

Виконані розрахунково-аналітичні та чисельні дослідження дозволили ідентифікувати найбільш навантажені елементи несучої системи культиватора КП-8,5 і обґрунтувати конструктивні заходи, спрямовані на підвищення надійності конструкції.

Реалізація зазначених конструктивних удосконалень елементів несучих конструкцій культиватора забезпечує підвищення міцності рами та надійності широкозахватного культиватора загалом.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бабій А.В. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр» / А.В. Бабій, Т.А. Довбуш, М.В. Бабій, О.І. Ткаченко, М.Я. Сташків. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2023. 246 с.
2. Баб'як В.А. Розрахунок основної рами широкозахватного культиватора / В.А. Баб'як, М.Я. Сташків // Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів. Тернопіль: ТНТУ, 2019. С. 41-42.
3. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, М.Я. Довжик; За ред. Д.Г. Войтюка. Суми: Університетська книга, 2008. 543 с.
4. Войтюк Д.Г. Теорія сільськогосподарських машин: Навчальний посібник. Практикум / Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, М.Я. Довжик; За ред. С.С. Яцуна. – Суми: Університетська книга, 2008. 201 с.
5. Гайченко В.А. Основи безпеки життєдіяльності людини. К.: МАУП, 2002. 232 с.
6. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / За ред. А.Ф. Головчука. – Кн. 3: Машини сільськогосподарські / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов. К.: Грамота, 2005. 576 с.
7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: Око, 2001. 444 с.
8. Комп'ютерне моделювання систем та процесів. Методи обчислень / Р.Н. Кветний, І.В. Богач, О.Р. Бойко та ін. За ред. Р.Н. Кветного. У двох част. Вінниця: ВНТУ, 2012.
9. Кушнір Р.П. Удосконалення технології поверхневого обробітку ґрунту з розробкою робочих органів широкозахватного культиватора: робота на

здобуття кваліфікаційного ступеня бакалавра. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2024. 52 с.

10. Олексюк В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» / В.П. Олексюк, А.В. Бабій, М.Я. Сташків, Н.І. Хомик та ін. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2024. 93 с.
11. Мирончук В.С. Удосконалення широкозахватного культиватора з розробкою системи довантажування секції котків: робота на здобуття кваліфікаційного ступеня бакалавра. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2025. 61 с.
12. Найпотужніші моделі передпосівних культиваторів на ринку України.
URL: <https://agropravda.com/news/technika-fermera/23202-najpotuzhnishi-modeli-peredposivnih-kultivatoriv-na-rinku-ukraini>.
13. Олексюк В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для студентів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за освітньо - професійною програмою «Агроінженерія» / В.П. Олексюк, М.Я. Сташків. Тернопіль: ТНТУ ім. І Пулюя, 2023. 46 с.
14. Попович П.В. Моделювання експлуатаційної навантаженості несучих систем розкидачів добрив типу ПРТ–10 / П.В. Попович, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНТУСГ, 2014. Вип. 151. С. 367-372.
15. Практикум із машиновикористання в рослинництві: Навч. Посібник / За ред. І.І. Мельника. К.: Кондор, 2004. 284 с.
16. Рослинництво: Підручник / О.І. Зінченко, В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко; За ред. О.І. Зінченка. –К.: Аграрна освіта, 2001. 591 с.
17. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Т.1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін,

- В.М. Сало, В.М. Кропівний. К.: Урожай, 2001. 384 с.
18. Рибак Т. Проблеми пошукового конструювання сільськогосподарських машин / Т. Рибак, М. Підгурський, М. Сташків // Техніка АПК, 2007. №11-12. С. 6-9.
 19. Хомик Н.І. Агрозахист: навчальний посібник / Н.І. Хомик, В.В. Мартинюк, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь та ін. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2025. 520 с.
 20. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.
 21. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.
 22. Хомик Н.І. Методичний посібник до дипломного проектування для студентів денної та заочної форм навчання напряму підготовки – 6.050503 «Машинобудування» з професійним спрямуванням на спеціальність «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 176 с. 39.
 23. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності Агроінженерія / Н.І. Хомик, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків, А.В. Бабій, Т.А. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2025. 180 с.

24. Хомик Н.І. Технічна механіка: курс лекцій / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. Тернопіль, 2011. 208 с.
25. Capatana, Gigel & Potirniche, Maria & Musca Anghelache, Gina Diana (2022). Considerations Regarding 3D Modelling And Finite Element Analysis of a Cultivator Type Equipment. International Journal of Modern Manufacturing Technologies. 14. 27-32. 10.54684/ijmmt.2022.14.3.27.
26. Einböck. Tillage catalogue: VIBROSTAR seedbed cultivator. URL: <https://www.einboeck.at/en/products/tillage/seedbed-cultivator/vibrostar/>
27. Harrigan, T & Rotz, C.A. & Harrigan, Timothy. (1995). Draft Relationships for Tillage and Seeding Equipment. Applied engineering in agriculture. 11. 773-783. 10.13031/2013.25801.
28. Kverneland TLG, 2025. URL: https://download.kvernelandgroup.com/media/brochure-ordering/KV-TLG-TLD_seedbed-cultivator_en.pdf
29. LEMKEN. Seed bed combination System-Kompaktor. URL: <http://lemken.com.ua/ua/kompaktor>
30. Nanka, A., Morozov, I., Morozov, V., Krekot, M., Poliakov, A., Kiralhazi, I., Lohvynenko, M., Ryndiaiev, V., Dyakonov, S., & Stashkiv, M. (2021). Substantiation of the presence and parameters of seed guides in the openers, which increase the quality of sowing and yield. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4, 1 (112), 61–75.
31. Pidgurskyi M., Stashkiv M., Pidgurskyi I., Oleksyuk V., Pidluzhnyi O., Bykiv D., Borys I., Bulaienko R., Stashkiv V., Mushak A. (2024) Methodology of experimental and analytical research of technical systems. Scientific Journal of TNTU (Tern.), 116, 4, 50–58.
32. Stashkiv Mykola, Pidgurskyi Ivan, Pidluzhnyi Oleh, Pidgurskyi Mykola, Levkovych Mykhaylo, Skliarov Ruslan, Mushak Andriy (2022). Analysis of the stress-strain state of the vehicle frame by finite element method // Scientific Journal of TNTU. Ternopil: TNTU, 2022. 108, 4, 89 – 102.

ДОДАТКИ