

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

Допущено до захисту  
“ \_\_\_\_\_ ” 2025р.  
Зав. кафедри д.т.н., професор \_\_\_\_\_  
(науковий ступінь, вчене звання)

\_\_\_\_\_ Володимир ДІДУР  
(підпис) (ініціали, прізвище)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА (дипломний проект)  
магістр  
(назва освітнього ступеня)

тема роботи **«Розробка та симуляційне дослідження приєднувального  
вимірювального пристрою для незалежного вимірювання осьових,  
вертикальних і поперечних навантажень у тракторно-причіпному  
агрегаті»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 12 м-ім  
освітньої програми магістр  
спеціальності Н7 «Агроінженерія»  
Слюсарев С.М.  
(прізвище та ініціали)

Керівник канд. с-г наук, доцент Головатюк А.А.  
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

**Рецензент: Віталій ЛЮБИЧ**  
(прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 рік

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

Освітня програма магістр

Спеціальність Н7 «Агроінженерія»

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Володимир ДІДУР

“ \_ ” \_\_\_\_\_ 2025р

## З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

Студенту: Слюсареву Сергію Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема роботи** «Розробка та симуляційне дослідження приєднувального вимірювального пристрою для незалежного вимірювання осьових, вертикальних і поперечних навантажень у тракторно-причіпному агрегаті»

керівник роботи Головатюк Анатолій Анатолійович, канд. с-г наук, доцент,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від  
“ \_ ” листопада 202\_ р. №

**2. Строк подання студентом роботи** 20.10.2025 р.

**3. Вихідні дані до роботи:** обґрунтування конструктивно-технологічної схеми агрегатів і параметрів досліджуваного органа для вимірювання осьових, вертикальних і поперечних навантажень у тракторно-причіпному агрегаті

**4. Перелік питань, які потрібно розробити:** вступ; аналіз інформаційних матеріалів з досліджуваного питання та аналіз існуючих технологій, технічних засобів і наукових досліджень по темі роботи; програму і методику експериментальних досліджень; охорону праці; економічну ефективність, загальні висновки.

**5. Перелік графічного матеріалу** (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; конструктивно-технологічної схеми, параметрів та режимів роботи приєднувального пристрою; результати розрахунку економічного ефекту;  
висновки.

## 6. Консультанти розділів роботи

| Розділ        | Прізвище, ініціали<br>та посада<br>консультанта | Підпис, дата      |                     |
|---------------|-------------------------------------------------|-------------------|---------------------|
|               |                                                 | завдання<br>видав | завдання<br>прийняв |
| Охорона праці | Прокопенко Е.В.,<br>доцент                      |                   |                     |

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| №<br>з/<br>п | Назва етапів<br>дипломної роботи                                                | Строк<br>виконання<br>етапів<br>роботи | При-<br>мітка |
|--------------|---------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|---------------|
| 1.           | Підбір та вивчення літературних джерел,<br>підготовка вступу                    | 16.10.2024 р.                          |               |
| 2.           | Розділ 1. Сучасний стан досліджуваного питання.<br>Мета та завдання дослідження | 14.11.2024 р.                          |               |
| 4.           | Розділ 2. Теоретичні дослідження                                                | 05.02.2025 р.                          |               |
| 5.           | Розділ 3. Експериментальні дослідження                                          | 4.03.2025 р.                           |               |
| 6.           | Розділ 4. Охорона праці                                                         | 24.05.2025 р.                          |               |
| 7.           | Розділ 5. Техніко-економічне обґрунтування<br>запропонованої технології         | 15.09.2025р.                           |               |
| 8.           | Виконання ілюстративної частини роботи                                          | 5.10.2025р.                            |               |
| 9.           | Представлення роботи керівнику на перевірку                                     | 20.10.2025 р.                          |               |

**Студент**

**Слюсарев С.М.**  
(підпис) (прізвище та ініціали)

**Керівник роботи**

**Головатюк А.А.**  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Актуальність теми: Збільшення швидкості та ваги сучасної сільськогосподарської техніки, зокрема тракторів та причепів (до 33 тонн), робить точне вимірювання навантажень критично важливим для забезпечення безпеки та ефективності. Існуючі методи мали значні обмеження, тому виникла потреба в розробці нового, більш точного та надійного вимірювального інтерфейсу.

Метою роботи було розробити та оцінити вимірювальний інтерфейс, що дозволить незалежно вимірювати навантаження у трьох основних напрямках: осьовому (тяговому), поперечному та вертикальному.

Завдання:

- Розробити концепцію вимірювального пристрою.
- Створити та розрахувати елементи інтерфейсу.
- Провести комп'ютерне моделювання та симуляцію навантажень.
- Виготовити та підготувати пристрій до польових випробувань.

### 2. Теоретичні дослідження та конструктивна схема

Концепція вимірювального пристрою:

- Конструкція ґрунтується на принципі незалежного вимірювання сил у трьох напрямках.
- Для вимірювання вертикальної сили використано важільний механізм, що забезпечує точність і надійність вимірювання в одній точці.
- Для вимірювання поперечної сили застосовано два вимірювальні місця, щоб уникнути кручення.
- Вимірювання осьової (тягової) сили відбувається за допомогою деформації розтягування.

Матеріали:

- Для основної конструкції обрана конструкційна сталь S355J2G3, що має високу міцність і хорошу зварюваність.
- Для пальців (sornik) використано сталь C35E, що забезпечує необхідну міцність та надійність.

### Принцип функціонування:

- Вимірювання ґрунтується на Законі Гука, що описує лінійну залежність між напруженням і деформацією в області пружності.
- Для вимірювання деформацій використовуються тензорезистори, підключені до моста Уїтстона. Тензорезистори змінюють свій опір при деформації, що дозволяє розрахувати силу.
- Використовуються дві основні схеми мостів: чотиричвертна для розтягувального навантаження та півмісткова для згинального.

### Висновок

Розроблений вимірювальний інтерфейс є ефективним рішенням для незалежного та точного вимірювання навантажень між трактором та причіпною машиною. Комп'ютерне моделювання підтвердило надійність конструкції та її здатність витримувати передбачувані навантаження, забезпечуючи при цьому точні дані з мінімальним взаємним впливом вимірювань. Хоча і було виявлено незначний вплив поперечної сили на вимірювання тягової, загалом концепція виявилась успішною та підготовленою до подальших польових випробувань.

## Зміст

|                                                                                                                                                          |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Вступ.....                                                                                                                                               | 7  |
| 1. СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....                                                                               | 8  |
| 1.1. Аналіз інформаційних матеріалів з досліджуваного питання та аналіз існуючих технологій, технічних засобів і наукових досліджень по темі роботи..... | 8  |
| 1.2. Аналіз механіко-технологічних властивостей матеріалів, з якими працює машина.....                                                                   | 9  |
| 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....                                                                                                                           | 12 |
| 2.1. Обґрунтування і розробка конструктивно-технологічної схеми досліджуваної машини.....                                                                | 12 |
| 2.2. Розробка моделі функціонування машини.....                                                                                                          | 16 |
| 2.3. Теоретичне дослідження продуктивності машини.....                                                                                                   | 21 |
| 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....                                                                                                                     | 26 |
| 3.1. Методика експериментальних досліджень.....                                                                                                          | 26 |
| 3.2. Результати експериментальних досліджень.....                                                                                                        | 30 |
| 3.3. Обробка і аналіз результатів експериментальних досліджень.....                                                                                      | 35 |
| 3.4 Результати моделювання:.....                                                                                                                         | 37 |
| 3.5 Аналітичні результати:.....                                                                                                                          | 38 |
| 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....                                                                                                                                    | 40 |
| 4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....                                                                                            | 40 |
| 4.2. Технічні заходи безпеки.....                                                                                                                        | 41 |
| 4.3. Організаційні заходи безпеки.....                                                                                                                   | 42 |
| 4.4. Безпека при польових випробуваннях.....                                                                                                             | 42 |
| 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ.....                                                                                                                 | 44 |
| 5.1. Техніко-економічне обґрунтування розробки.....                                                                                                      | 44 |
| 5.2. Рекомендації з використання машини у виробництві.....                                                                                               | 44 |
| Загальні висновки.....                                                                                                                                   | 46 |
| Список використаних джерел.....                                                                                                                          | 47 |

## Вступ

Навантаження, що виникають у машинних частинах або між ними, є ключовими компонентами для забезпечення безпеки окремих машинних частин та їхніх вузлів. Вимірювання та моніторинг сил дозволяють зрозуміти навантаження, під якими працює машинна частина, або для яких вона була розрахована з метою безпечного їх перенесення. Необхідно мати достатньо точні наближення до реальних навантажень або забезпечити якісне вимірювання сил. Тому виникає проблема, як виміряти сили у вертикальному, осьовому (поздовжньому) та поперечному напрямках незалежно одна від одної. Отримані результати відіграють важливу роль, оскільки за їх допомогою можна зрозуміти, що відбувається з навантаженням на машинну частину або на тяговий тракторний інтерфейс[6, 10. 19. 25].

Рішення проблеми незалежного вимірювання сил буде використано для створення інтерфейсу (надалі – приєднувального пристрою), який буде підключатися до трактора та причіпної робочої машини. Відповідно до передбачуваних навантажень, необхідно буде правильно спроектувати приєднувальний пристрій. Приєднувальний пристрій надаватиме вимірювання осьової сили, сил, що виникають через вагу на прицепному, та поперечних сил. Після завершення проектування інтерфейсу, необхідно буде його виготовити та підготувати вимірювальні елементи, а також провести їх калібрування. Після цього має відбутися випробування з розкидачем гною, спочатку без навантаження, а потім з повним навантаженням приблизно 4500 кг, так що максимальна загальна вага повинна становити 6000 кг[17. 24, 27, 31].

## **1. СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.**

### **1.1. Аналіз інформаційних матеріалів з досліджуваного питання та аналіз існуючих технологій, технічних засобів і наукових досліджень по темі роботи.**

Вимірювання та моніторинг сил є критично важливими для забезпечення безпеки машинних частин та їхніх вузлів. Важливість точного вимірювання навантажень зумовлена необхідністю розуміння реальних умов експлуатації машин. Історія випробувань тракторів сягає 1908 року, коли компанії прагнули порівняти трактори на змаганнях. Ці змагання демонстрували характеристики трактора під час роботи, коли трактори орали поля та тягнули важкі вантажі, при цьому спостерігаючи за витратою палива та потужністю трактора. Це сприяло розвитку тракторів виробниками[6, 11. 13. 14, 19].

Сучасні трактори та причіпні пристрої значно відрізняються від тих, що були на початку, вони стали більш потужними та економічними. Збільшуються також швидкість та вага сільськогосподарського транспорту. Наприклад, у 1972 році передбачуване навантаження становило 8-10 тон при максимальній швидкості 36 км/год, тоді як сьогодні сільськогосподарські причепа досягають загальної маси 33 тони та максимальної дозволеної швидкості 40 км/год. Ці зміни роблять вимірювання сил на причепі дуже актуальним[7, 23, 27].

Досі існували різні методи вимірювання тягових сил, але лише деякі з них працювали без значних ускладнень. Методи новітніх вимірювань тягових сил для причіпного пристрою включали:

- Встановлення тягового вимірювача у тягову частину машини.
- Використання гідравлічного циліндра як тягової частини машини, що було офіційно застосовано для вимірювань у лабораторії випробувань тракторів у Небрасці у 2011 році (Рисунок 1.1).

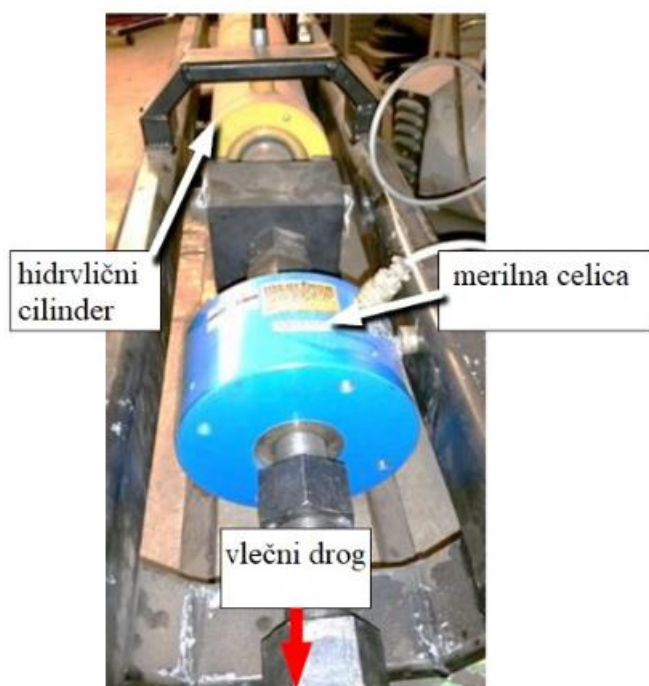


Рисунок 1.1: Вимірювання за допомогою гідравлічного циліндра. • Додаткова тягова штанга з датчиками. Кріплення датчиків безпосередньо до тягової частини машини.

При вимірюванні важливо, щоб вимірювальні елементи якомога менше впливали на компоненти трактора при досягненні тягових сил робочої машини. З часом вимоги до точності та динамічності також змінюються, що вимагає нових рішень [8, 15, 16, 28, 31].

## **1.2. Аналіз механіко-технологічних властивостей матеріалів, з якими працює машина**

При виборі матеріалу для вимірювального приєднувального пристрою необхідно оцінити його використання та призначення, а також врахувати, що матеріал повинен мати хороші оброблювальні властивості. З урахуванням цих умов, для конструкції було обрано конструкційну сталь S355J2G3 1.0570, яка характеризується хорошою зварюваністю, оброблювальними властивостями та придатна для конструкцій [24, 28, 30]. Її властивості:

- Межа міцності на розрив ( $R_m$ ) = 490...630 МПа.
- Межа текучості (при товщині від 16 до 40 мм) ( $R_e$ ) = 345 МПа.
- Допустиме напруження ( $\sigma_{dop}$ ) =  $R_{mv} / 3 = 490 / 3 = 163.3 \text{ МПа} \approx 160 \text{ МПа}$ .

Для матеріалу пальця (sornik) було визначено сталь для покращення С35Е або 1.1181, яка у покращеному стані має наступні властивості[3, 10, 24, 31]:

- Межа міцності на розрив пальця ( $R_{ms}$ ) = 550 МПа.
- Межа текучості пальця ( $R_{es}$ ) = 330 МПа.
- Допустиме напруження пальця ( $\sigma_{dop}$ ) = 130 МПа.
- Допустиме напруження зсуву пальця ( $\tau_{sdop}$ ) =  $0.8 * \sigma_{dop} = 104$  МПа.

Ці матеріали дозволяють забезпечити необхідну міцність та надійність конструкції при передбачуваних навантаженнях.

### **Мета і завдання досліджень**

Метою даної кваліфікаційної роботи є розробка та оцінка вимірювального інтерфейсу для вимірювання навантажень між трактором та причіпною робочою машиною.

Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання:

- Розробка концепції вимірювального інтерфейсу, що дозволяє вимірювати навантаження у трьох основних напрямках: осьовому (тяговому), поперечному та вертикальному.
- Забезпечення відповідних вимірювальних точок для вимірювання за допомогою тензорезисторів.
- Проектування та розрахунок окремих елементів вимірювального інтерфейсу з урахуванням передбачуваних навантажень та коефіцієнта безпеки  $v = 3$  (для тягової сили 50 кН та сили тяжіння 9.81 кН).
- Створення комп'ютерних моделей за допомогою програми SolidWorks та проведення симуляцій з кінцевим аналізом у різних випадках навантаження.
- Оцінка відповідності розробленого вимірювального інтерфейсу за отриманими результатами симуляцій.
- Забезпечення незалежного вимірювання вертикальної, осьової та поперечної сил.
- Виготовлення приєднувального пристрою та підготовка вимірювальних елементів (тензорезисторів) та їх калібрування.

– Проведення польових випробувань з розкидачем гною (спочатку без вантажу, потім з повним навантаженням 4500 кг, загальна вага до 6000 кг).

Висновки по розділу.

Проблематика вимірювання навантажень між трактором та причіпними машинами є актуальною, враховуючи зростаючі вимоги до розмірів, швидкості та ваги сільськогосподарської техніки. Існуючі методи мали свої обмеження, що обумовило необхідність розробки нового, більш точного та надійного інтерфейсу. Для реалізації такого пристрою було обрано високоміцні конструкційні сталі, що відповідають вимогам до навантажень. Метою роботи є розробка вимірювального інтерфейсу, здатного незалежно вимірювати сили у трьох напрямках, що включає проектування, моделювання, виготовлення та випробування.

## 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 2.1. Обґрунтування і розробка конструктивно-технологічної схеми досліджуваної машини

Розробка вимірювального приєднувального пристрою розпочалася з ідеї, яка залежить від поставленого завдання, вимог та побажань. Для початкового задуму грубої форми виробу можна було спиратися на вже існуючі приєднувальні пристрої (Рисунок 2.1).



Рисунок 2.1: - Рисунок існуючого причіпного.

Проте, цей грубий модель необхідно було адаптувати та покращити, щоб він відповідав новим вимогам та забезпечував мінімальну кількість вимірювальних місць при максимізації точності результатів[5, 7, 24].

Початковий концепт приєднувального пристрою передбачав вимірювання трьох основних сил: сили, що виникає від ваги ( $F_g$ ), тягової сили ( $F_v$ ) та поперечної сили ( $F_p$ ). На грубому етапі моделі всі ці сили були обмежені, але були взаємопов'язані, і приєднувальний пристрій піддавався впливу результуючої всіх діючих сил [1, 5, 13, 16, 18].

Перші кроки в розробці концепту були зосереджені на:

- Обмеженні сили ваги ( $F_g$ ): Для неї деформація вигину є найбільш очевидною та передбачуваною.

– Обмеженні осьової сили ( $F_v$ ): Здійснюється через деформацію розтягування, що є найвигіднішою для вимірювання тензорезисторами.

При розробці концепту тягової та вертикальної сил не виникало значних проблем. Однак, виникли труднощі з обмеженням поперечної сили ( $F_p$ ), оскільки обраний варіант обмежував обертання тягової частини, при цьому несучий елемент піддавався вигину і діяв лише на верхній стороні приєднувального пристрою [4, 9, 24].

Після розробки грубого концепту було необхідно встановити обмеження та взаємодію окремих елементів, щоб забезпечити вимірювання лише тих сил, для яких вони були призначені. У кінцевому виконанні приєднувального пристрою було неприпустимо, щоб несучий елемент осьової сили передавав частину поперечної сили. Для цього на несучому елементі осьової сили було додано палець (sornik), що дозволяв обертання  $M_z$  навколо вертикального напрямку (або напрямку сили тяжіння) [3, ] (Рисунок 2.2).

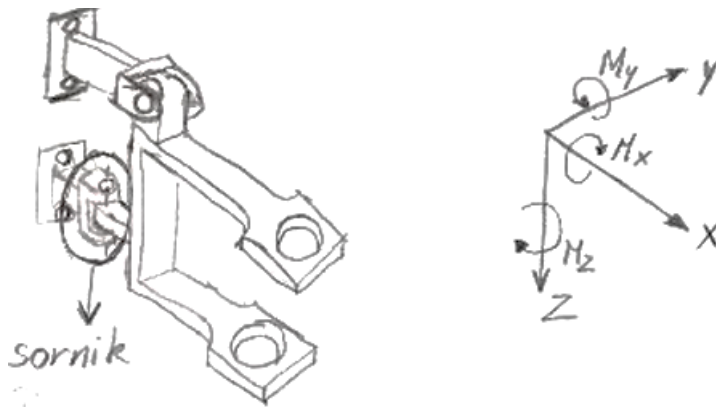


Рисунок 2.2. - Додатковий шарнір для розвантаження  $M_z$  на осьовій опорі.

Також, несучий елемент у поперечному напрямку необхідно було вивільнити в осьовому напрямку, інакше обидва несучі елементи обмежували б осьову силу, а поперечний несучий елемент показував би додаткове поперечне навантаження. Це було реалізовано за допомогою ковзної конструкції, де гвинти для поперечного несучого елемента допускали б рух в осьовому напрямку (Рисунок 2.3).

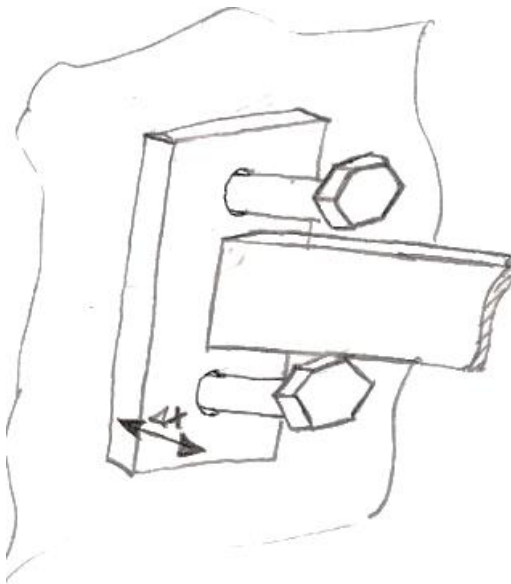


Рисунок 2.3: - Гвинти як ковзний елемент для осьового переміщення.

Елемент, що переносить силу тяжіння ( $F_g$ ), повністю відділений від частин, які піддаються осьовим або поперечним силам.

Коригування концепту: Початковий ідейний концепт функціонував правильно, і симуляції підтвердили розташування навантажених місць. Однак, для отримання точних і надійних результатів, виникла проблема з вимірюванням вертикального навантаження, яке спочатку вимірювалося на U-профілі під вигинним навантаженням [20]. Для забезпечення точності та надійності вимірювань, необхідно було б вимірювати на різних ділянках та у кількох місцях, але навіть тоді вимірювання не були б надійними через малі деформації на такій великій площі (Рисунок 2.4).

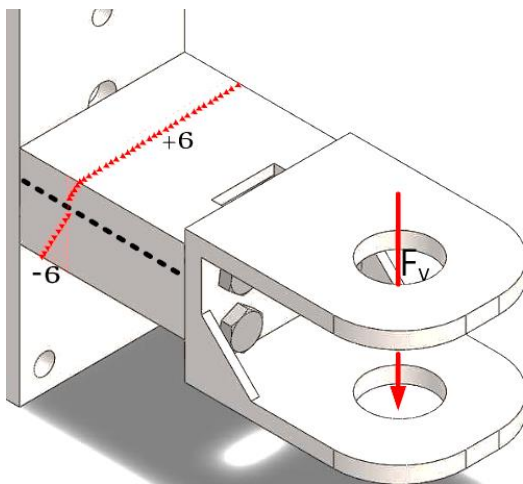


Рисунок 2.4: - Рисунок напружень у першому концепті.

У зв'язку з цим, було внесено корекцію для вимірювання вертикальної сили: елемент вигину був видалений, а замість нього було використано важільний принцип. Передавальний механізм, показаний на Зображенні 2.5, працює за принципом важеля. Несуча пластина прикріплена до базової пластини за допомогою пальців, створюючи точку обертання. Обертання запобігає елемент (плоска сталь). Оскільки обидва плеча важеля постійно рівні, сила реакції прямо пропорційна вертикальній силі, а перевага полягає в тому, що виникає лише одне вимірювальне місце, і вимірюється натяг[13, 32].

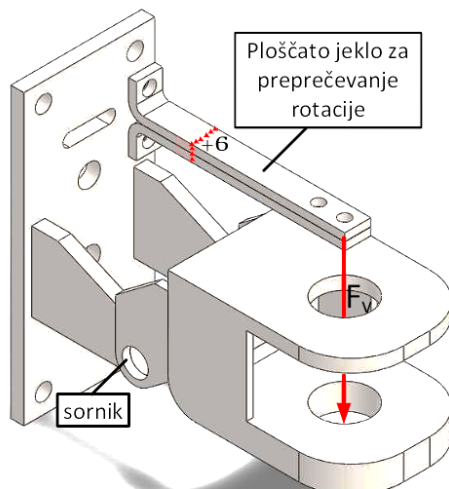


Рисунок 2.5: Рисунок конструкції важеля для вимірювання вертикальної сили.

Також необхідно було змінити ідею вимірювання поперечної сили. Спочатку поперечна сила вимірювалася на плоскій сталі, яка також була піддана вигину. Проблема виникла через кручення на тяговій частині елемента. Оскільки планувалося вимірювати поперечну силу лише в одній точці, як це ілюстрував початковий концепт (Рисунок 2.4), вільний другий кінець призводив до виникнення кручення.

Наступною умовою для вимірювання поперечних сил було мати два вимірювальні місця, щоб уникнути кручення. Рішенням було зафіксувати тягові вилки в поперечних вилках до певної фіксованої міри. Ці вилки виготовлені з тієї ж сталі, що й весь приєднувальний пристрій, а їхній сирець має форму плоскої сталі. Поперечні вилки закріплені в базовій пластині таким чином, що

базова пластина запобігає поперечному та вертикальному переміщенню. Коли виникає поперечна сила, тягові вилки згинатимуть поперечні вилки. Недоліком є наявність двох поперечних вилок, на кожній з яких є два вимірювальні місця. Перевага полягає в тому, що незалежно від напрямку поперечної сили, одна сторона вилки завжди буде піддана розтягувальним напруженням, тоді як інша – стискальним. Таким чином, принаймні два тензорезистори завжди вимірюватимуть розтягувальні деформації (Рисунок 2.6).

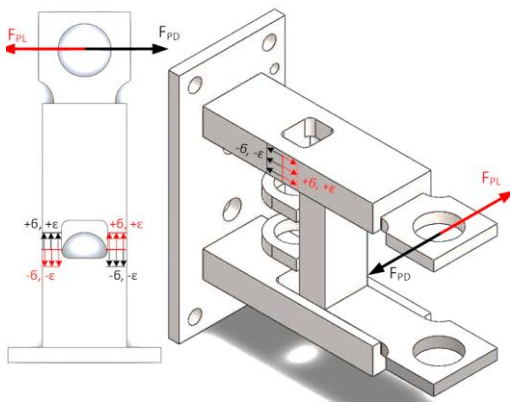
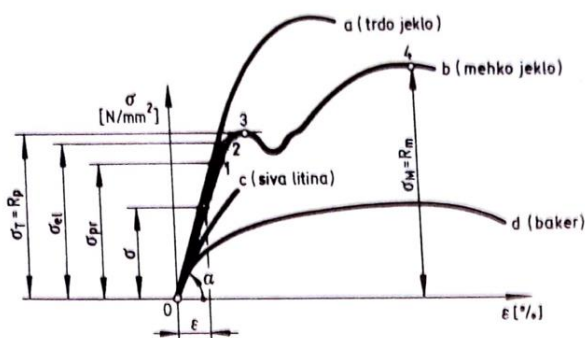


Рисунок 2.6: Визначення напружень та питомої деформації поперечного вимірювального елемента при поперечному навантаженні.

## 2.2. Розробка моделі функціонування машини

Функціонування вимірювального приєднувального пристрою базується на принципах вимірювання деформацій [3]. Сили найчастіше визначаються на принципі вимірювання деформацій за умови, що ми знаходимося в області лінійного розтягування. Розтягнення, або деформація, є наслідком дії сили на об'єкт. Для визначення області лінійного розтягування необхідна діаграма розтягування в залежності від напруження ( $\sigma$ - $\epsilon$  діаграма) (Рисунок 2.7).



• Рисунок 2.7: - Діаграма напруження/розтягнення.

◆ Позначення на графіку:

- $\sigma$  [N/mm<sup>2</sup>] — Напруження (в Н/мм<sup>2</sup>)
- $\varepsilon$  [%] — Деформація (в %)
- ◆ Криві для різних матеріалів:
  - a (trdo jeklo) — a: тверда сталь
  - b (mehko jeklo) — b: м'яка сталь
  - c (siva litina) — c: сірий чавун
  - d (baker) — d: мідь

Матеріал навантажується достатньо великою силою на переріз, щоб не перевищити межі пластичної деформації, що означає, що матеріал повертається до початкового стану після зняття сили. Ця область до межі пластичної деформації називається областю пружності. У цій області матеріал завжди повертається до початкового стану. Якщо ж сила перевищує максимальну силу в пружній області, то відбувається перехід в область пластичності. Область пластичності продовжується від області пружності до точки руйнування, і в ній матеріал деформується постійно, тобто не повертається до початкового стану[17, 24].

Область пружності є лінійною, і для неї діє Закон Гука:  $\sigma = \varepsilon * E$ . Ця формула описує напруження ( $\sigma$ ) як добуток деформації ( $\varepsilon$ ) та модуля пружності ( $E$ ). Модуль пружності є властивістю матеріалу і відомий для обраного матеріалу. Напруження визначається за допомогою Закону Гука з відомою деформацією. Сила опосередковано визначається з рівняння для напруження (2.2), де напруження визначається як відношення сили ( $F$ ) до площі ( $A$ ), яка в області пружної деформації не змінюється:  $\sigma = F/A$  [13, 20, 25].

Для вимірювання розтягування матеріалів найчастіше використовуються тензорезистори. Тензорезистор - це дуже довгий тонкий дріт, нанесений на тонку фольгу, який зігнутий таким чином, щоб його опір сильно змінювався при розтягуванні в одному напрямку, і майже не змінювався при розтягуванні в іншому. Тензорезистор необхідно ретельно наклеїти на основу, щоб його опір змінювався, коли матеріал піддається розтягуванню або стисненню (Рисунок 2.8).



Рисунок 2.8: - Різні форми тензорезисторів.

Фактор тензорезистора ( $K$ ) є властивістю тензорезистора, яка дає число, яким буде посилений сигнал граничної питомої деформації. На значення фактора тензорезистора також впливає температура, що необхідно враховувати при проведенні вимірювань. Загальний запис зміни опору тензорезистора:  $\Delta R = R * K * \epsilon$ . Зміна опору залежить від номінального опору ( $R$ ), фактора тензорезистора ( $K$ ) та величини вимірюваної питомої деформації [9, 16, 29].

Оскільки розтягування у металах невеликі, то й відмінності в опорі малі, тому необхідно дуже точно вимірювати зміну опору. Це робиться за допомогою вимірювального моста (моста Уїтстона). Міст Уїтстона – це схема з чотирьох послідовно з'єднаних резисторів у замкнутому контурі, до однієї діагоналі якої підключена напруга живлення  $U_i$ , а в іншій діагоналі вимірюється вихідна напруга  $U_0$  (Рисунок 2.9).

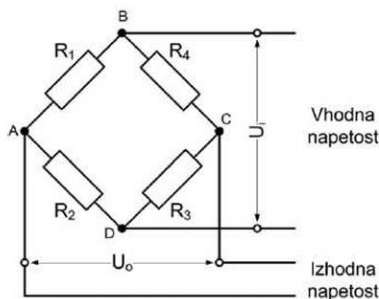


Рисунок 2.9: - Схема моста Уїтстона, в якій пара послідовно з'єднаних резисторів  $R_1$  і  $R_2$  у вузлах  $B$  і  $D$  з'єднана паралельно з послідовно з'єднаною парою  $R_3$  і  $R_4$ .

Використовуються дві основні конфігурації моста:

– Напівмостова схема: Два послідовно з'єднаних резистора в мості Уїтстона є змінними (Рисунок 2.10).

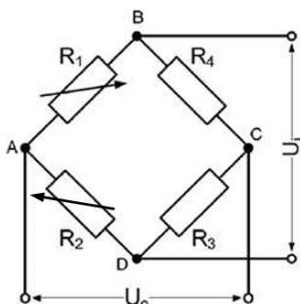


Рисунок 2.10: - Напівмостова схема, в якій резистори  $R_1$  і  $R_2$  є змінними, а резистори  $R_3$  і  $R_4$  – незмінними, при цьому всі мають однаковий номінальний опір.

Лінеаризоване рівняння для напівмостової схеми:  $U_0/U_i = K/4 * (\epsilon_1 - \epsilon_2)$ .

Двочетвертна мостова схема: Змінними є діагонально розташовані резистори (Рисунок 2.11).

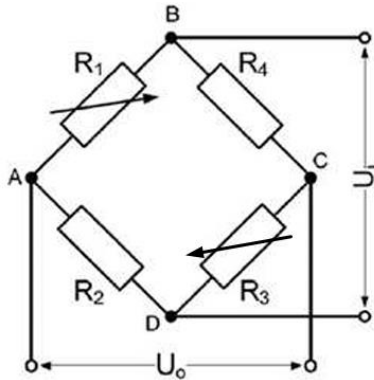


Рисунок 2.11: - Двочетвертна мостова схема зі змінними резисторами  $R_1$  і  $R_3$ , резистори  $R_2$  і  $R_4$  є незмінними, при цьому всі мають однаковий номінальний опір.

Кінцева форма рівняння для вимірювального моста:  $U_0/U_i = K/4 * (\epsilon_1 + \epsilon_3)$ .

Вимірювальні елементи в приєднувальному пристрої: Для вимірювального приєднувального пристрою використовуються три типи елементів:

Елемент для вимірювання сили плоскої сталі ( $F_{pj}$ ), що є наслідком вертикальної сили  $F_v$ , з двома тензорезисторами (Рисунок 2.12).

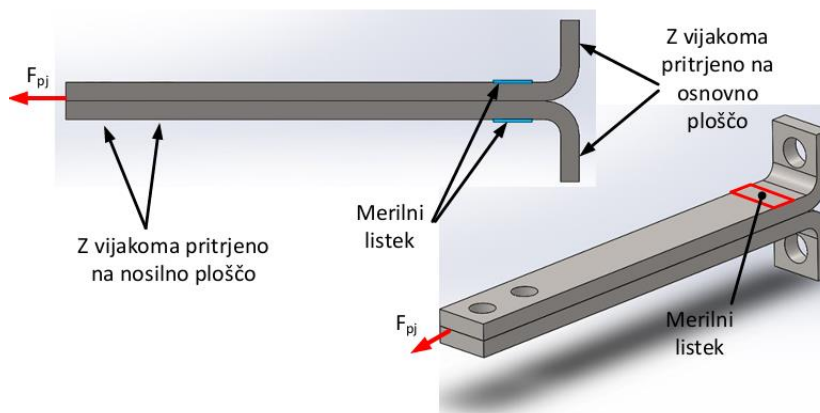


Рисунок 2.12: - Вимірювальний елемент сили плоскої сталі  $F_{pj}$ , наслідок вертикальної сили  $F_v$  з двома тензорезисторами.

Він кріпиться гвинтами до базової та несучої пластин.

Елемент для вимірювання тягової сили  $F_v$ , також з двома тензорезисторами (Рисунок 2.13).

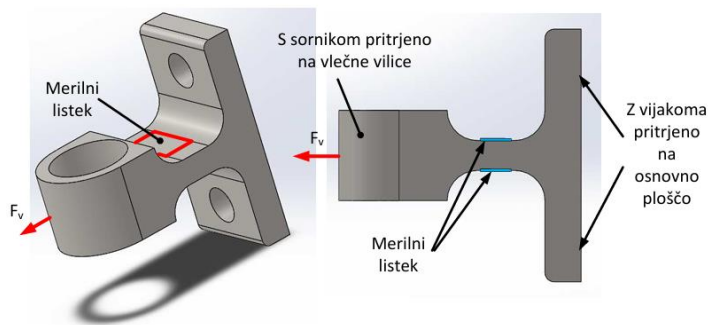


Рисунок 2.13: - Вимірювальний елемент тягової сили  $F_v$  з двома тензорезисторами.

Він кріпиться гвинтами до базової пластини та пальцем до тягових вилок.

Елемент для вимірювання поперечного навантаження  $F_p$ , з двома тензорезисторами (Рисунок 2.14).

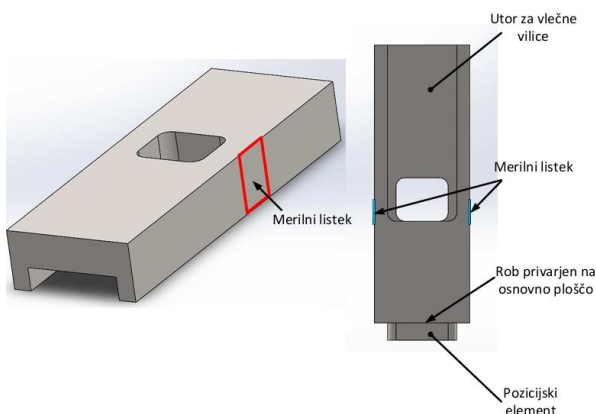


Рисунок 2.14: - Вимірювальний елемент поперечного навантаження  $F_p$  з двома тензорезисторами.

Він має паз для тягових вилок і зварений край до базової пластини.

Вибір тензорезисторів: Ключовими параметрами тензорезистора є коефіцієнт тензорезистора  $K$  та номінальний опір  $R$ . Обраний тензорезистор має наступні характеристики:

- Коефіцієнт тензорезистора  $K = 2$ .
- Номінальний опір  $R = 350 \text{ Ом}$ .
- Діапазон робочих температур: від  $-30^\circ\text{C}$  до  $+80^\circ\text{C}$ .
- Довжина вимірювальної решітки: 1.5 мм.

- Ширина вимірювальної решітки: 2.6 мм.
- Довжина основи: 5 мм.
- Ширина основи: 4 мм.
- Вхідна/живильна напруга  $U_i = 1$  В.
- Підсилювач вихідної напруги  $K_{oj} = 10000$ .

### 2.3. Теоретичне дослідження продуктивності машини

Продуктивність машини, в контексті вимірювального приєднувального пристрою, визначається його здатністю точно та надійно вимірювати навантаження у заданих умовах. Теоретичні дослідження та моделювання з використанням SolidWorks дозволяють оцінити цю продуктивність.

Розрахунки елементів:

– Несуча щелепа причепу: Розрахунки базуються на статиці, незважаючи на зміну навантажень з часом (приєднувальний пристрій рухається рівномірно з трактором). Враховується зсувне та вигинаюче навантаження. Критичним місцем є кут або кінець пластини через комбіновану дію вигинаючих та зсувних напружень. Сила вважається зосередженою в середині отвору для приєднувального пальця для спрощення розрахунків (Рисунок 2.15).

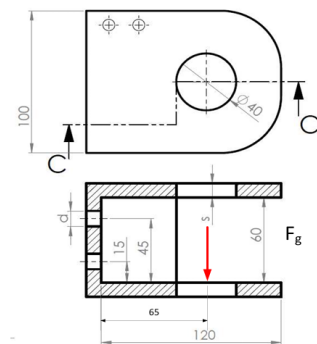


Рисунок 2.15: - Передбачений концепт несучої щелепи причепу.

Для болтів враховується міцнісний клас 8.8. Розрахунки дозволили визначити діаметр болтів (М8) та товщину вертикальної пластини (20 мм). Порівняльне напруження в куті несучої пластини причепу склало 98.36 МПа, що є допустимим.

Тягові вилки: Тягові вилки піддаються розтягуючим, зсувним та частково вигинаючим напруженням (Рисунок 2.16).

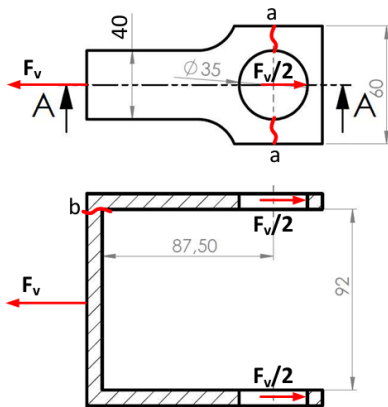


Рисунок 2.16: - Навантаження тягових вилок, критичні перерізи.

Критичні місця для розтягування (місце 'a') та зсуву (місце 'b') були визначені. Розрахунки показали необхідну товщину для зсувних навантажень (8.37 мм), тому була обрана товщина пластини 9 мм.

Палець (sornik) для тягових навантажень: Пальці контролюються на зсув, поверхневий тиск та вигинаючі напруження. Обраний діаметр пальця становить 30 мм. Контроль на зсувні напруження ( $35.37 \text{ МПа} \leq 104 \text{ МПа}$ ) та поверхневий тиск (83.33 МПа) підтвердив їх витривалість.

Важільні елементи (для вертикальної сили): Новий спосіб вимірювання вертикальної сили передбачає більше елементів. Пальці, розташовані в шарнірі, піддаються зсуву. Висота бічної пластини течії була розрахована як 60 мм. Палець для вертикальної сили з діаметром 24 мм був обраний після перевірки на вигинаючі напруження (22.25 мм), зсувні напруження ( $35.80 \text{ МПа} \leq 104 \text{ МПа}$ ) та поверхневий тиск (117.16 МПа).

Елемент для поперечних сил: Цей елемент закріплений в базовій пластині таким чином, що унеможливорює поперечне та вертикальне переміщення. Він перебирає момент від поперечних сил, що викликає вигин. Розрахунки показали необхідну висоту поперечного елемента 7 мм.

Комп'ютерне моделювання (симуляція): Для оцінки продуктивності приєднувального пристрою використовувалася програма SolidWorks (Рисунок 2.17).

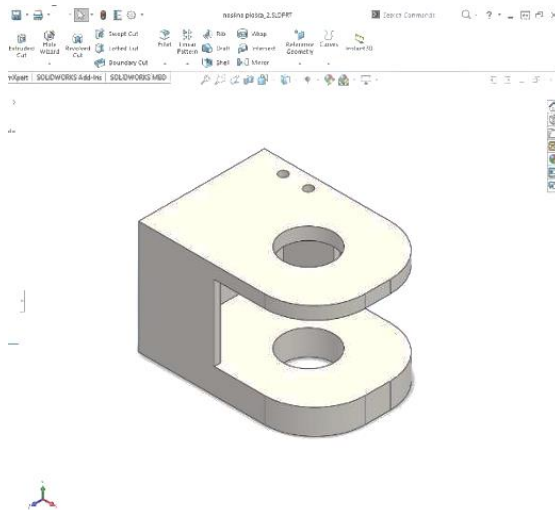


Рисунок 2.17: - Програмне середовище SolidWorks.

Моделювання дозволяє візуалізувати виріб, уточнювати деталі та оцінювати його зовнішній вигляд. На етапі моделювання зміни є найдешевшими. Для моделювання необхідно знати основні операції програми та визначити матеріал виробу з його механічними властивостями.

Процес моделювання в SolidWorks включає:

– Створення окремих деталей та їх збірку (Рисунок 2.18).

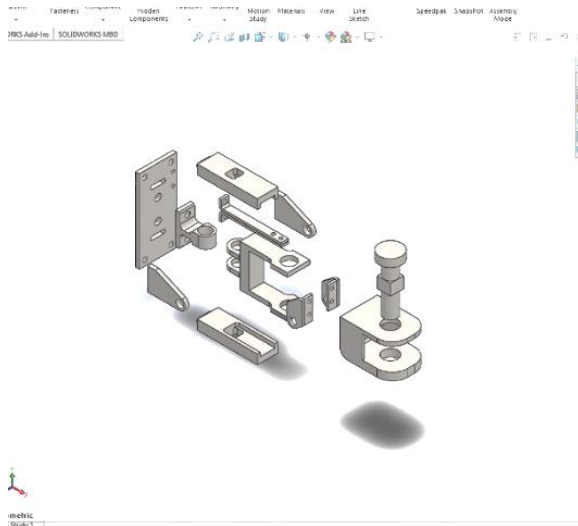


Рисунок 2.18: - Складові частини вимірювального причепу.

Збірка дозволяє виявити можливі помилки (перекриття, зазори) та перевірити відповідність деталей.

Визначення умов симуляції: Фіксація поверхонь (консольне, шарнірне або нерухоме кріплення) та визначення зв'язків між складовими частинами

(болтові, штифтові, пружинні, підшипникові). Також необхідно визначити взаємодію між деталями на контактних поверхнях (з'єднані, розділені, можуть проникати одна в одну).

Застосування навантажень: Оскільки приєднувальний пристрій статично навантажений, застосовувалися навантаження від сили, моменту або власної ваги.

Розбиття моделі на сітку (мешування): Перед симуляцією модель розбивається на сітку з трикутників, що представляють математичний опис поверхні (Рисунок 2.19).

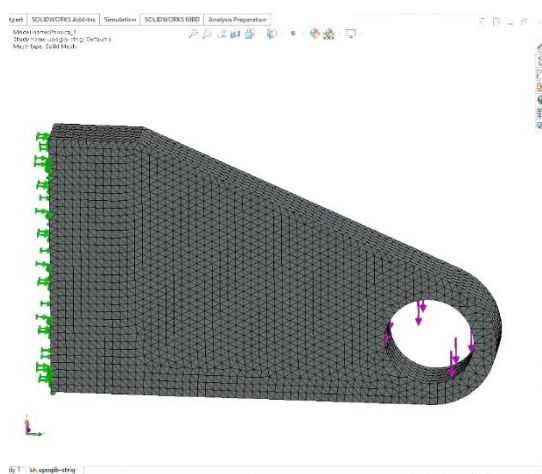


Рисунок 2.19: - Модель складової частини, розбита на сітку.

Густина сітки впливає на точність симуляції.

Результати симуляції включають напруження, дислокації (переміщення) та деформації (Рисунок 2.20).

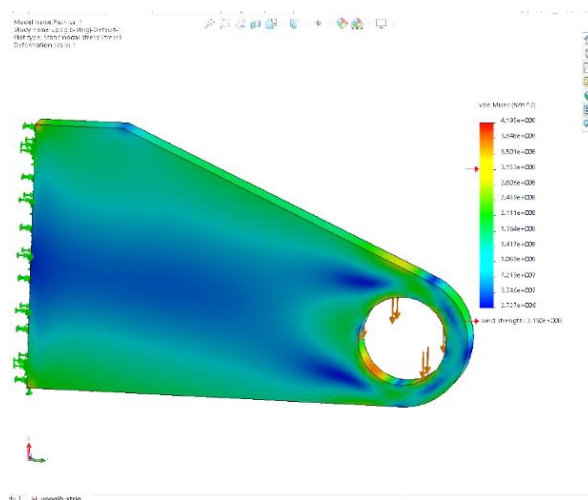


Рисунок 2.20: - Симуляція напружень на моделі.

Найбільші значення зазвичай позначаються червоним кольором, найменші – синім. При консольному кріпленні найбільша дислокація (прогин) очікується на кінці або в місці прикладання сили (Рисунок 2.21).

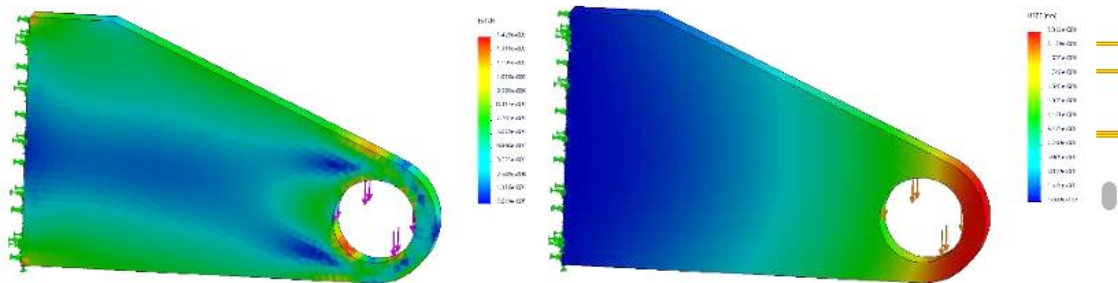


Рисунок 2.21: - Ліва сторона Рисунок показує деформацію, а права – хід дислокації.

Що-до теоретичного дослідження енергоємності технологічного процесу досліджуваної машини то в наданих джерелах відсутня інформація щодо теоретичного дослідження енергоємності технологічного процесу досліджуваної машини. Основна увага в роботі зосереджена на механічних навантаженнях та вимірюванні сил.

Висновки по розділу.

Розробка концепту вимірювального приєднувального пристрою базувалася на принципах незалежного вимірювання осьових, поперечних та вертикальних сил. Початковий концепт був суттєво доопрацьований, зокрема, було впроваджено важільний механізм для вимірювання вертикальної сили та подвійні вимірювальні місця для поперечної сили, щоб уникнути кручення. Функціонування пристрою ґрунтується на вимірюванні деформацій за допомогою тензорезисторів, підключених до мостів Уїтстона. Всі елементи були ретельно розраховані на міцність, а їхня поведінка під навантаженням перевірена за допомогою комп'ютерного моделювання в SolidWorks. Інформація щодо енергоємності технологічного процесу в джерелах відсутня.

### 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 3.1. Методика експериментальних досліджень

Хоча у джерелах зазначено про заплановані польові випробування з розкидачем гною (спочатку без вантажу, потім з повним навантаженням до 6000 кг), детальна методика цих фізичних експериментів у наданих уривках не описана. Натомість, основні "експериментальні" дослідження, представлені в розділі 5 "Результати", ґрунтуються на симуляціях, виконаних за допомогою програмного забезпечення SolidWorks. Таким чином, "методика експериментальних досліджень" у контексті наданих джерел, переважно стосується методології симуляцій.

Методика симуляційних досліджень включала наступні етапи:

1. Створення комп'ютерних моделей: Всі складові частини вимірювального приєднувального пристрою були створені в програмі SolidWorks, а потім зібрані в єдину модель (Рисунок 3.1, 3.2).

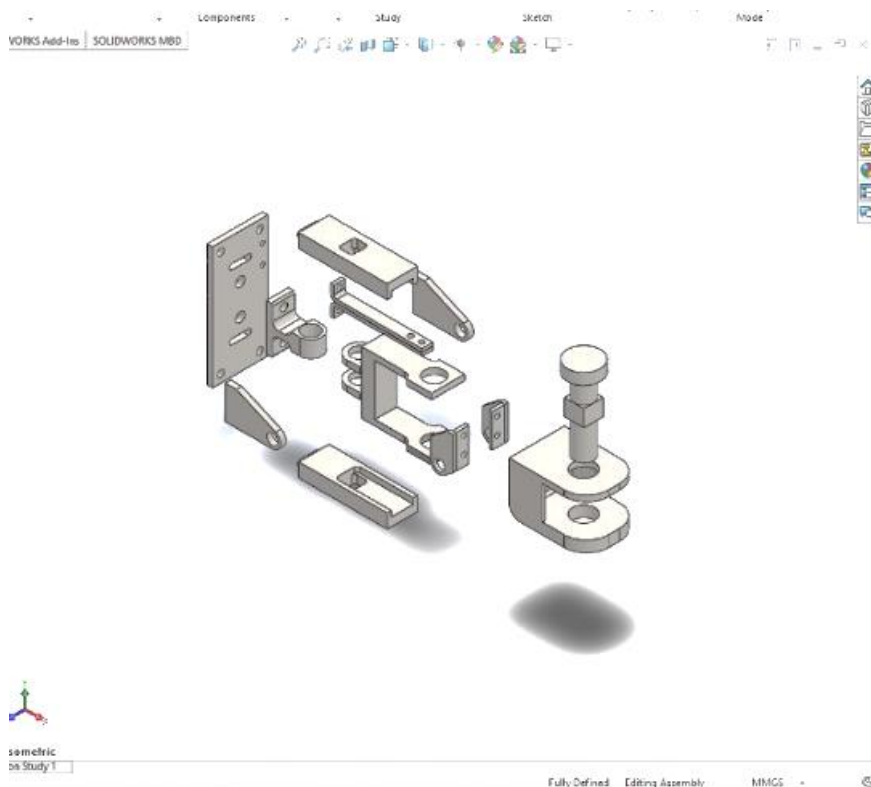


Рисунок 3.1: - Складові частини вимірювального причепу.

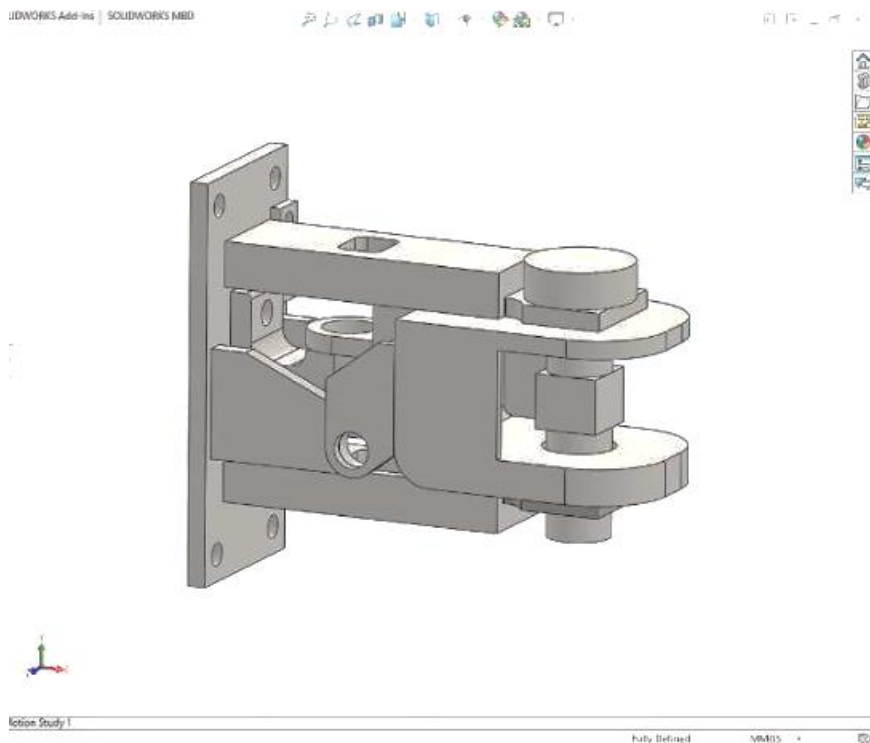


Рисунок 3.2: - Кінцевий збірник вимірювального причепа.

Цей етап дозволив візуалізувати конструкцію, виявити потенційні помилки у складанні (наприклад, надмірності, зазори, перекриття) та оптимізувати форму.

2. Визначення механічних властивостей матеріалів: Для всіх елементів моделі були призначені відповідні механічні властивості обраних матеріалів (наприклад, конструкційної сталі S355J2G3).

3. Постановка умов симуляції:

Фіксування поверхонь: Визначалися зони, які є нерухомими (наприклад, консольне кріплення), або мають обмежені рухи (шарнірні, рухомі опори) (Рисунок 3.3).

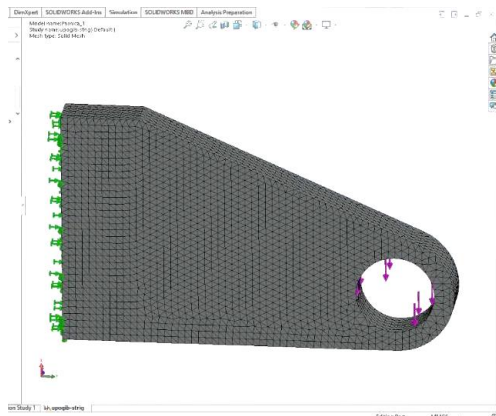


Рисунок 3.3: - Модель складової частини, розбита на сітку.

Визначення зв'язків між елементами: Для збірних моделей були задані типи зв'язків між окремими компонентами (наприклад, болтові, шарнірні, зварні з'єднання, або контактні умови між поверхнями – з'єднані, розділені, або з проникненням). При цьому стандартні елементи (болти, штифти) не моделювалися детально, оскільки їхня поведінка математично описана в програмі.

4. Застосування навантажень: Модель піддавалася статичним навантаженням у трьох напрямках: вертикальному, осьовому та поперечному. Розглядалися різні сценарії навантажень (Рисунки 3.4, 3.5, 3.6, 3.7).

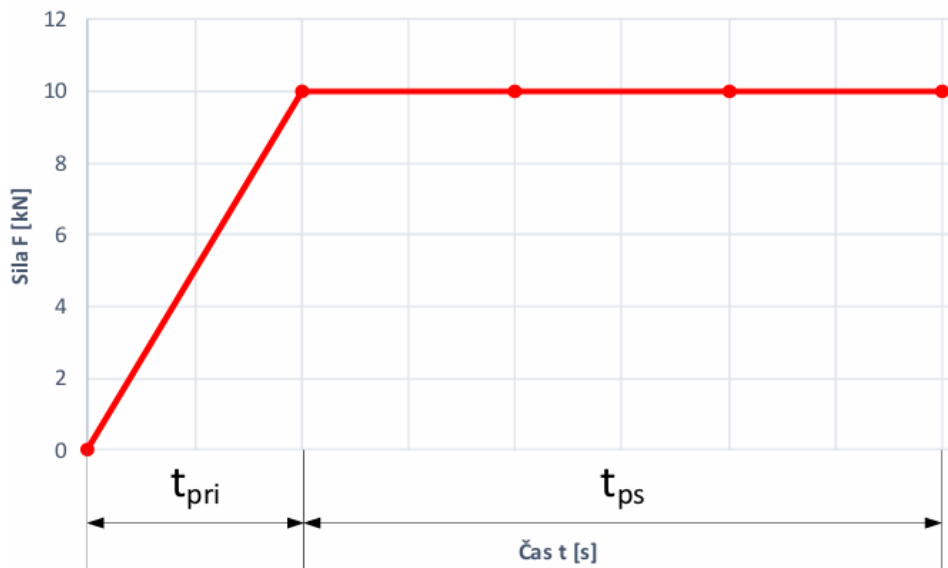


Рисунок 3.4: - Діаграма випадку навантаження вертикальної сили.

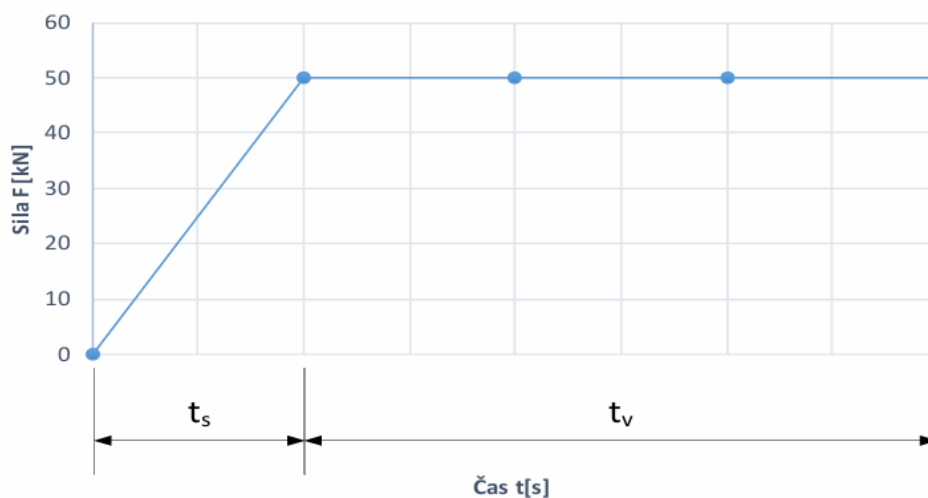


Рисунок 3.5: - Діаграма випадку навантаження тягової сили.

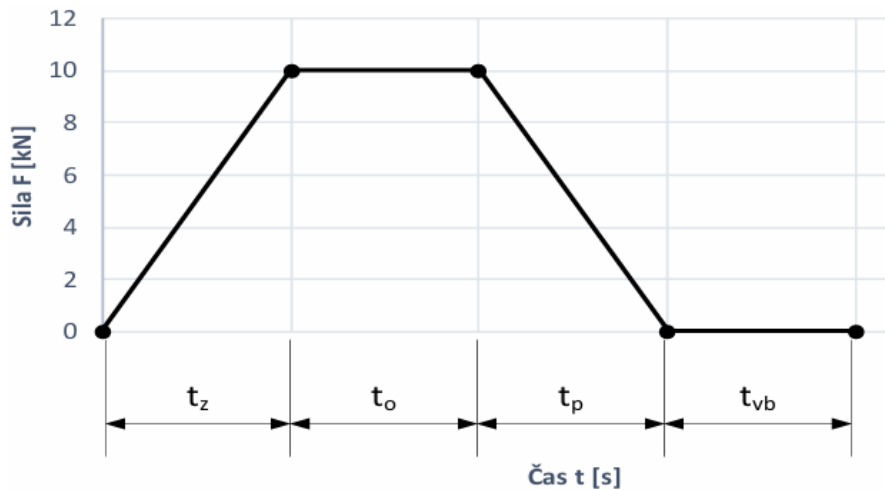


Рисунок 3.6: - Діаграма випадку навантаження поперечної сили.

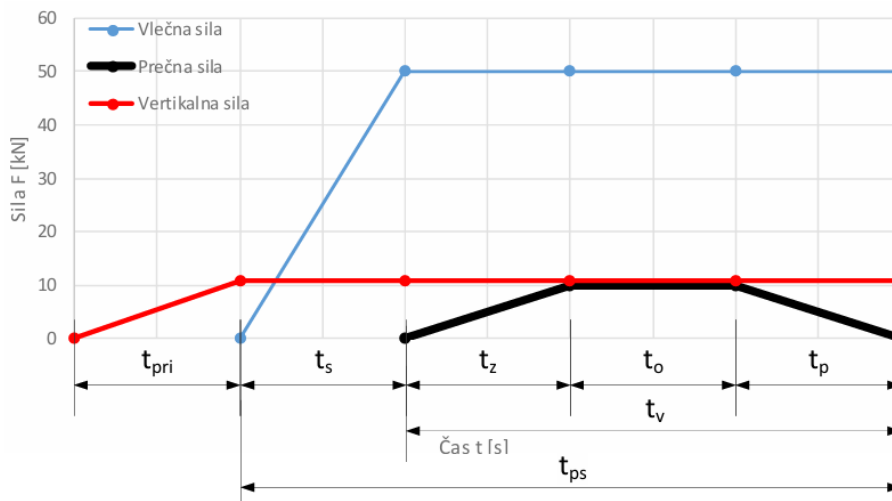


Рисунок 3.7. - Діаграма випадку навантаження максимальних сил у всіх трьох напрямках.

5. Мешування (розбиття на сітку): Перед запуском симуляції модель була розбита на трикутникову сітку для математичного опису поверхонь (Рисунок 3.3). Густота сітки впливала на точність результатів.

6. Проведення симуляцій: Симуляції виконувалися для визначення напружень, дислокацій та деформацій у різних частинах моделі під впливом заданих навантажень. Особлива увага приділялася областям розташування тензорезисторів.

7. Аналіз результатів: Результати симуляцій інтерпретувалися для оцінки поведінки вимірювального приєднувального пристрою, зокрема, питомих деформацій на місцях тензорезисторів та відповідних вихідних напруг.

### 3.2. Результати експериментальних досліджень

Результати, отримані в ході симуляцій, представлені у вигляді діаграм навантажень, таблиць питомих деформацій та розрахованих вихідних напруг.

Для проведення аналізу необхідно проаналізувати питомі деформації у місцях встановлення тензодатчиків. Для чутливих елементів, що зазнають розтягувального навантаження (тензодатчик сили плоскої сталі та тензодатчик тягової сили), використовується чотиричвертна місткова схема Вітстона з тензорезисторами, відповідно до рівняння.

Для елементів, що піддаються згинальному навантаженню (тензодатчик поперечного навантаження), необхідно використати півмісткову схему Вітстона, тобто рівняння. Оскільки маємо два елементи вимірювання поперечної сили, доцільно з'єднати тензорезистори зліва і справа послідовно. Тому необхідно обчислити еквівалентний опір цього послідовного з'єднання і спостерігати, як поведуться питомі деформації в такій схемі. Одне послідовне з'єднання є еквівалентним одному тензорезистору. Ці новоутворені опори підключаються до півмісткової схеми Вітстона.

При виборі тензорезистора ключовими параметрами є коефіцієнт чутливості  $K$  та номінальний опір  $R$ . Використано наступний тензорезистор:

- Коефіцієнт чутливості:  $K = 2$
- Номінальний опір:  $R = 350 \text{ Ом}$
- Робочий температурний діапазон: від  $-30^\circ\text{C}$  до  $+80^\circ\text{C}$
- Довжина сітки вимірювання: 1,5 мм
- Ширина сітки вимірювання: 2,6 мм
- Довжина основи: 5 мм
- Ширина основи: 4 мм
- Вхідна (живляча) напруга:  $U_i = 1 \text{ В}$
- Підсилення вихідної напруги:  $K_{oJ} = 10000$

5. Результати: Випадок навантаження: максимальна вертикальна сила (під час прикріплення робочої машини)

Таблиця 3.1: Питомі деформації в точках вимірювання окремих тензодатчиків при випадку навантаження максимальною вертикальною силою.

| Тензорезистор                  | Тензодатчик поперечного навантаження | Тензодатчик сили плоскої сталі | Тензодатчик тягової сили |
|--------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|--------------------------|
| 1                              | 3,62E-04                             | 1,10E-04                       | 0,00E+00                 |
| 2                              | 0,00E+00                             | 0,00E+00                       | 0,00E+00                 |
| Вихідна напруга $U_0$ [В]      | 2,36E-04                             | 0,00E+00                       | —                        |
| Підсилена напруга $U_{oj}$ [В] | 2,361                                | 0,000                          | —                        |

Приклад 1. Тензодатчик сили плоскої сталі (рівняння):

$$\frac{U_0}{U_i} = \frac{K}{4} (\varepsilon_1 + \varepsilon_3)$$

$$\frac{U_0}{1} = \frac{2}{4} (\varepsilon_{m11} + \varepsilon_{m12})$$

$$U_0 = \frac{1}{2} (0,000362 + 0,000110) = 0,0002361V$$

$$U_{oj} = K_{oj} * U_0$$

$$U_{oj} = 10000 * 0,0002361 = 2,361V$$

Приклад 2. Аналогічно визначається вихідна напруга тензодатчика тягової сили.

Приклад 3. Півмісткова схема Вітстона з двома парами послідовно з'єднаних опорів.

- Еквівалентний опір:

$$R_{1n} + \Delta R_{1n} = R_{11} + \Delta R_{11} + R_{12} + \Delta R_{12}$$

$$R_{1n} = R_{11} = R_{12} = R$$

- $$\Delta R_{1n} = \Delta R_{11} + \Delta R_{12}$$

- Згідно з рівняннями (2.4) та (5.3):

$$R * K * \varepsilon_{1n} = R * K * \varepsilon_{11} + R * K * \varepsilon_{12}$$

$$\varepsilon_{1n} = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{12}$$

Аналогічно:

$$\Delta R_{2n} = \Delta R_{21} + \Delta R_{22}$$

$$\varepsilon_{2n} = \varepsilon_{21} + \varepsilon_{22}$$

Рівняння (5.6):

$$\frac{U_0}{U_i} = \frac{K}{4} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{12} - (\varepsilon_{21} + \varepsilon_{22}))$$

$$\frac{U_0}{U_i} = \frac{K}{4} (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{12} - \varepsilon_{21} - \varepsilon_{22})$$

При навантаженні вертикальною силою питомі деформації у тензодатчиках поперечного навантаження відсутні, тому вихідні значення — нульові.

Таблиця 3.2: Питомі деформації при максимальному тяговому навантаженні (під час сталої їзди)

| Вимірювальний лист  | Реєструючий елемент сили листової сталі | Реєструючий елемент сили тяги | Реєструючий елемент поперечного навантаження |          |
|---------------------|-----------------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------|----------|
|                     |                                         |                               | 1                                            | 2        |
| 1                   | 0,00E+00                                | 5,99E-04                      | 0,00E+00                                     | 0,00E+00 |
| 2                   | 0,00E+00                                | 5,47E-04                      | 0,00E+00                                     | 0,00E+00 |
| Вихідна напруга [В] |                                         |                               |                                              |          |
| U <sub>0</sub>      | 0,00E+00                                | 5,73E-04                      | 0,00E+00                                     |          |
| U <sub>0j</sub>     | 0                                       | 5,731                         | 0                                            |          |

Таблиця 3.3: Питомі деформації при максимальному поперечному навантаженні (під час повороту)

| Вимірювальний лист  | Реєструючий елемент сили листової сталі | Реєструючий елемент сили тяги | Реєструючий елемент поперечного навантаження |           |
|---------------------|-----------------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------|-----------|
|                     |                                         |                               | 1                                            | 2         |
| 1                   | 0,00E+00                                | 1,16E-04                      | 3,89E-04                                     | -3,83E-04 |
| 2                   | 0,00E+00                                | 8,53E-05                      | 3,77E-04                                     | -4,08E-04 |
| Вихідна напруга [В] |                                         |                               |                                              |           |
| U <sub>0</sub>      | 0,00E+00                                | 1,00E-04                      | 7,78E-04                                     |           |
| U <sub>0j</sub>     | 0,000                                   | 1,004                         | 7,780                                        |           |

Таблиця 3.4: Питомі деформації при максимальних силах у трьох напрямках (під час повороту)

| Вимірювальний лист  | Реєструючий елемент сили листової сталі | Реєструючий елемент сили тяги | Реєструючий елемент поперечного навантаження |           |
|---------------------|-----------------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------|-----------|
|                     |                                         |                               | 1                                            | 2         |
| 1                   | 3,62E-04                                | 5,99E-04                      | 3,93E-04                                     | -3,87E-04 |
| 2                   | 1,10E-04                                | 5,62E-04                      | 3,77E-04                                     | 3,98E-04  |
| Вихідна напруга [В] |                                         |                               |                                              |           |
| $U_0$               | 2,36E-04                                | 5,80E-04                      | 7,77E-04                                     |           |
| $U_{0j}$            | 2,361                                   | 5,804                         | 7,774                                        |           |

Окремі випадки навантажень:

– Вертикальна сила:

При навантаженні максимальною вертикальною силою (у період, коли робоча машина приєднана до трактора, приблизно 10 кН), вихідна напруга ( $U_0$ ) на вимірювальному елементі сили плоскої сталі становить 2.36E-04 В, а посилена напруга ( $U_{0j}$ ) – 2.361 В.

На вимірювальних елементах тягової та поперечної сил питомих деформацій та вихідних напруг у цьому випадку не спостерігається (0.00E+00), що свідчить про їх незалежність від вертикальної сили.

– Тягова сила:

При навантаженні максимальною тяговою силою (у період постійної їзди, приблизно 50 кН), вихідна напруга ( $U_0$ ) на вимірювальному елементі тягової сили становить 5.73E-04 В, а посилена напруга ( $U_{0j}$ ) – 5.731 В.

На вимірювальних елементах сили плоскої сталі та поперечної сили питомих деформацій та вихідних напруг у цьому випадку не спостерігається (0.00E+00), що підтверджує їх незалежність від тягової сили.

– Поперечна сила:

При навантаженні максимальною поперечною силою (у період руху в повороті, приблизно 10 кН), вихідна напруга ( $U_0$ ) на вимірювальному елементі поперечного навантаження становить 7.78E-04 В, а посилена напруга ( $U_{0j}$ ) – 7.780 В.

На вимірювальних елементах сили плоскої сталі питомих деформацій та вихідних напруг у цьому випадку не спостерігається ( $0.00E+00$ ). Однак, на вимірювальному елементі тягової сили спостерігаються невеликі деформації ( $1.16E-04$  та  $8.53E-05$ ) та вихідна напруга  $1.00E-04$  В (посилена  $1.004$  В), що вказує на певний вплив поперечної сили на вимірювання тягової.

Випадок максимальних сил у всіх трьох напрямках:

– При одночасному навантаженні максимальною вертикальною, тяговою та поперечною силами (у період руху в повороті):

– Посилена напруга на елементі сили плоскої сталі (вертикальна сила):  $2.361$  В.

– Посилена напруга на елементі тягової сили:  $5.804$  В.

– Посилена напруга на елементі поперечного навантаження:  $7.774$  В.

Вплив поперечної сили на вимірювання тягової сили: Було проведено детальний аналіз впливу поперечної сили на вимірювання тягової сили (Таблиця 3.5, Рисунок 3.8).

Таблиця 3.5: Вплив поперечної сили на елемент виявлення тягової сили

| Тягова сила | Поперечна сила 0 кН | Поперечна сила 2,5 кН | Поперечна сила 5 кН | Поперечна сила 7,5 кН | Поперечна сила 10 кН |
|-------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|----------------------|
| 0           | 0,000               | 0,251                 | 0,502               | 0,753                 | 1,004                |
| 5           | 0,573               | 0,622                 | 0,756               | 0,941                 | 1,153                |
| 10          | 1,146               | 1,170                 | 1,244               | 1,361                 | 1,512                |
| 15          | 1,719               | 1,734                 | 1,783               | 1,865                 | 1,976                |
| 20          | 2,292               | 2,303                 | 2,339               | 2,401                 | 2,487                |
| 25          | 2,866               | 2,878                 | 2,902               | 2,951                 | 3,021                |
| 30          | 3,439               | 3,445                 | 3,468               | 3,509                 | 3,567                |
| 35          | 4,012               | 4,017                 | 4,036               | 4,071                 | 4,120                |
| 40          | 4,585               | 4,590                 | 4,604               | 4,636                 | 4,678                |
| 45          | 5,158               | 5,162                 | 5,176               | 5,203                 | 5,222                |
| 50          | 5,731               | 5,735                 | 5,757               | 5,771                 | 5,804                |

Вплив поперечної сили на елемент виявлення тягової сили

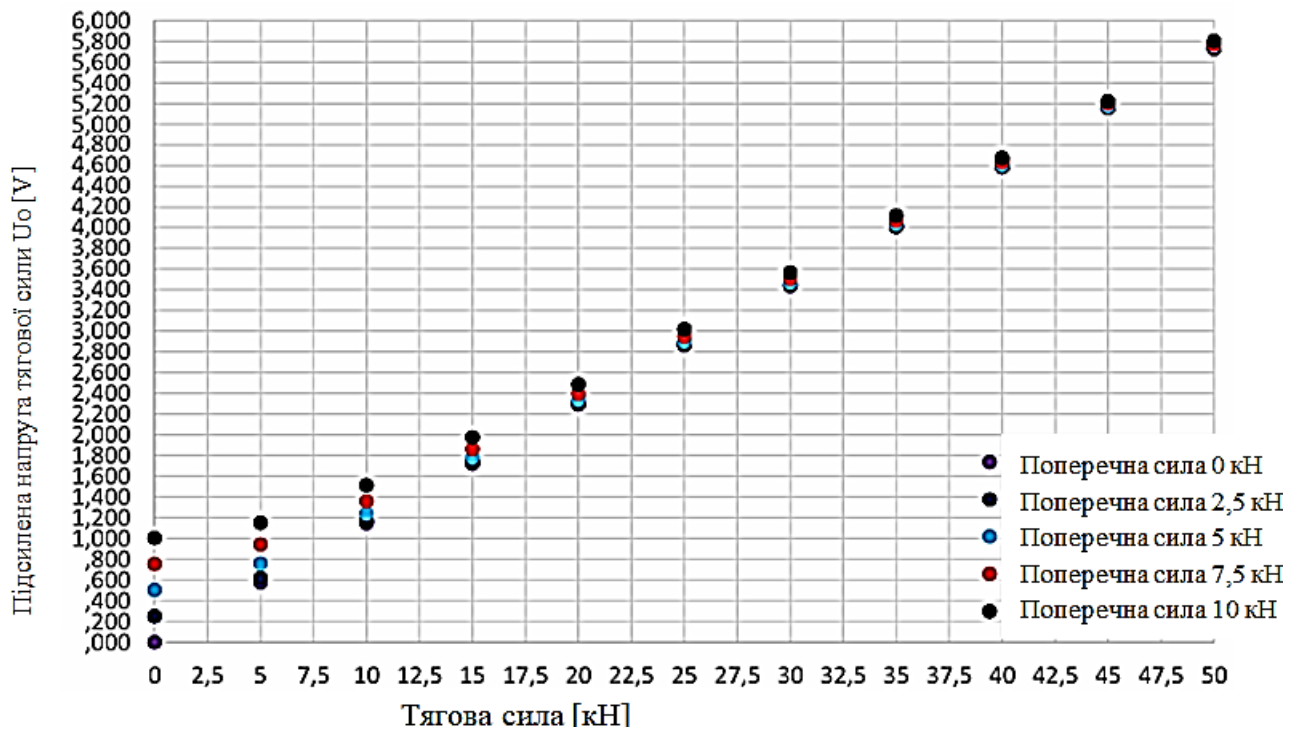


Рисунок 3.8: Зміни вихідної підсиленої напруги в точці вимірювання тягової сили внаслідок поперечної сили.

Результати показують, що зі збільшенням поперечної сили (від 0 кН до 10 кН) зростає і посилена вихідна напруга для тягової сили при постійному значенні тягової сили. Наприклад, при тяговій силі 50 кН, вихідна напруга змінюється від 5.731 В (при 0 кН поперечної сили) до 5.804 В (при 10 кН поперечної сили).

### 3.3. Обробка і аналіз результатів експериментальних досліджень

Аналіз результатів симуляцій проводився шляхом розрахунку вихідної напруги на основі питомих деформацій, використовуючи формули для мостів Уїтстона.

- Для тензорезисторів, що працюють на розтяг (елементи сили плоскої сталі та тягової сили), використовується двочетвертна мостова схема:

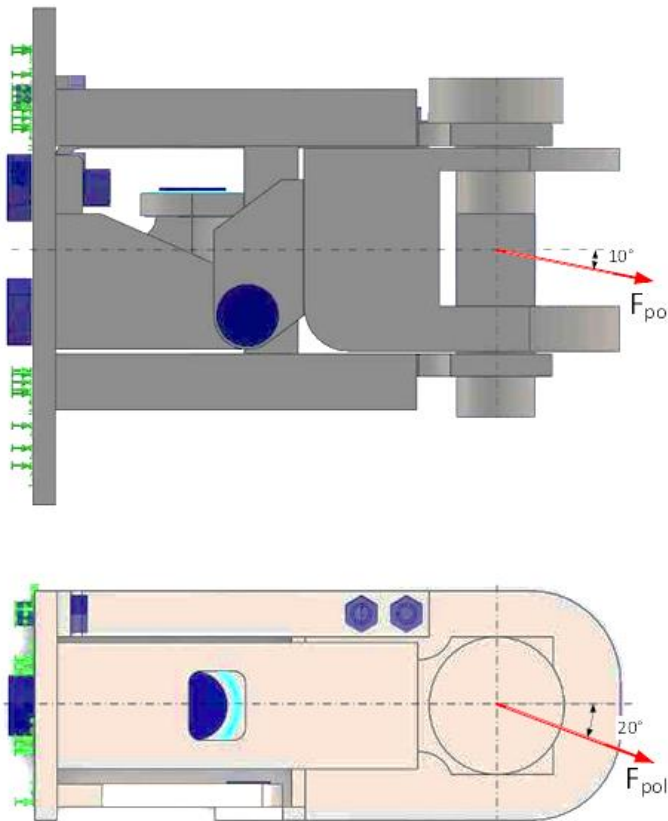
$U_0/U_i = K/4 * (\epsilon_1 + \epsilon_3)$ . Приклад для вертикальної сили:  $U_0 = (2/4) * (0.000362 + 0.000110) = 0.0002361$  В. Посилена напруга  $U_{0j} = K_{0j} * U_0 = 10000 * 0.0002361 = 2.361$  В.

- Для тензорезисторів, що працюють на вигин (елемент поперечного навантаження), використовується напівмостова схема. Оскільки є два

вимірювальні елементи поперечної сили, тензорезистори з обох боків з'єднуються послідовно. Для цього спочатку визначається надлишкова питома деформація послідовно з'єднаних тензорезисторів (рівняння 5.4 та 5.5), а потім об'єднана формула для вихідної напруги:

$$U_0/U_i = K/4 * (\epsilon_{11} + \epsilon_{12} - \epsilon_{21} - \epsilon_{22}).$$

Аналіз довільного випадку навантаження: Був розглянутий випадок довільного навантаження  $F_{pol} = 25$  кН під кутами  $10^\circ$  та  $20^\circ$  (Рисунок 3.9).



• Рисунок 3.9. - Довільне навантаження вимірювального причепа, що навантажує його в усіх напрямках.

• Результати симуляції:

Вертикальна сила ( $F_{vpol}$ ): посилена напруга  $U_{oj} = 1.011$  В. Шляхом порівняння з максимальним значенням (10 кН, 2.361 В), розрахункова вертикальна сила становить 4.282 кН.

Поперечна сила ( $F_{ppol}$ ): посилена напруга  $U_{oj} = 6.548$  В. Шляхом порівняння з максимальним значенням (10 кН, 7.777 В), розрахункова поперечна сила становить 8.419 кН.

Тягова сила ( $F_{vlpol}$ ): За допомогою таблиці впливу поперечної сили (Таблиця 3.6) та вимірної вихідної напруги 2.77 В, було проведено апроксимацію. Після розрахунків середнє значення тягової сили становило 23.020 кН.

### 3.4 Результати моделювання:

Таблиця 3.6: Результати довільного навантаження

| Вимірювальний лист  | Реєструючий елемент сили листової сталі | Реєструючий елемент сили тяги | Реєструючий елемент поперечного навантаження |           |
|---------------------|-----------------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------|-----------|
|                     |                                         |                               | 1                                            | 2         |
| 1                   | 1,55E-04                                | 2,82E-04                      | 3,29E-04                                     | -3,25E-04 |
| 2                   | 4,75E-05                                | 2,72E-04                      | 3,17E-04                                     | -3,39E-04 |
| Вихідна напруга [В] |                                         |                               |                                              |           |
| $U_0$               | 1,01E-04                                | 2,77E-04                      | 6,55E-04                                     |           |
| $U_{0j}$            | 1,011                                   | 2,770                         | 6,548                                        |           |

Навантаження у вертикальному напрямку:

Максимальне навантаження: 10 кН, при цьому вихідна напруга становить приблизно 2,361 В.

Розрахунок:

$$F_{vpol} = \frac{1,011 * 10}{2,361} = 4,282 \text{ kN}$$

Навантаження у поперечному напрямку:

Максимальне навантаження: 10 кН, при цьому вихідна напруга – 7,777 В.

Розрахунок:

$$F_{ppol} = \frac{6,548 * 10}{7,777} = 8,419 \text{ kN}$$

Навантаження у тяговому напрямку:

За відомого значення поперечної сили та вихідної напруги (2,77 В) звертаємося до Таблиці 5, де знаходимо стовпчик, що відповідає найближчій поперечній силі (7,5 кН), а потім шукаємо найближчі рядки до 2,77 В — це між 20 кН і 25 кН.

Різниця напруги:

$$U = 2,487 - 2,401 = 0,086$$

Таблиця 3.7: Дані з Таблиці 3.5 з доданими значеннями різниці напруги

| Поперечна сила | 7,5 кН | 10 кН  | Різниця напруги |
|----------------|--------|--------|-----------------|
| 20 кН          | 2,401  | 2,487  | 0,086           |
| 25 кН          | 2,951  | 3,0205 | 0,0695          |

$$\text{Коефіцієнт різниці (інтерполяція):} = \frac{(8,419 - 7,5)}{(10 - 7,5)} = 0,3676$$

Таблиця 3.8: Приблизні значення при поперечній силі 8,419 кН

| Поперечна сила | 7,5 кН | 10 кН  | Поперечна сила 8,419 кН | Поперечна сила |
|----------------|--------|--------|-------------------------|----------------|
| 20 кН          | 2,401  | 2,487  | 2,433                   | 20 кН          |
| 25 кН          | 2,951  | 3,0205 | 2,977                   | 25 кН          |

$$\text{Розрахунок тягової сили: } F_{vl20pol} = \frac{2,770 * 20}{2,433} = 22,774 \text{ кН}$$

Таблиця 3.9: Результати інтерполяції тягового зусилля

|       | Поперечна сила 7,5 кН | Поперечна сила 10 кН | Зміна напруги | Коефіцієнт різниць | Поперечна сила 8,419 кН | Підсумковий розрахунок |
|-------|-----------------------|----------------------|---------------|--------------------|-------------------------|------------------------|
| 20 кН | 2,401                 | 2,487                | 0,086         | 0,3676             | 2,433                   | 22,774 кН              |
| 25 кН | 2,951                 | 3,0205               | 0,0695        | 0,3676             | 2,977                   | 23,265 кН              |
|       |                       |                      | вимірювання   | 2,77               | середнє                 | 23,020 кН              |

### 3.5 Аналітичні результати:

- Вертикальне навантаження:

$$F_{vpola} = F_{pol} \cdot \sin[\alpha] = 25 \cdot \sin[10] = 4,341 \text{ кН}$$

Поперечне навантаження:

$$F_{ppola} = F_{pol} \cdot \cos[\alpha] = 10 \cdot \sin[20] = 8,420 \text{ кН}$$

- Тягове навантаження:

$$F_{vlpola} = F_{pol} \cdot \cos[\alpha] = 10 \cdot \cos[20] = 23,135 \text{ кН}$$

Аналітичне значення тягової сили:  $\approx 23,020 \text{ кН}$

Обговорення результатів: Порівняння результатів симуляції та аналітичних розрахунків показує високу точність вимірювання вертикальної та поперечної сил.

- Вертикальна сила: симуляція 4.282 кН, аналітично 4.341 кН.
- Поперечна сила: симуляція 8.419 кН, аналітично 8.420 кН.
- Тягова сила: симуляція 23.020 кН, аналітично 23.135 кН.

Це підтверджує, що вимірювальні місця сили ваги та поперечної сили є незалежними від інших умов. Проте, проблема виникає у вимірювальному місці тягової сили, де поперечна сила в деяких випадках має значний вплив на вимірювальний елемент тягової сили. Це видно з **Таблиці 5**, де вихідна напруга для тягової сили збільшується зі зростанням поперечної сили. Наприклад, при повній тяговій силі без поперечної сигнал становить 5.731 В, а при повній поперечній силі – 5.804 В.

Незважаючи на вплив поперечної сили на вимірювання тягової, вважається, що тягову силу можна достатньо добре визначити за допомогою Таблиці 5 або припущення, що результуюча сила завжди однакова. Це дозволило б визначити тягову силу за теоремою Піфагора, ґрунтуючись на виміряній поперечній силі та відомій результуючій (яка була б чистою тяговою силою у випадку без поперечної).

#### Висновки по розділу

Проведені симуляційні дослідження підтвердили працездатність та точність розробленого вимірювального приєднувального пристрою. Вимірювальні місця для вертикальної та поперечної сил показали високу незалежність від інших навантажень, а їхні результати добре узгоджуються з аналітичними розрахунками. Встановлено, що існує певний вплив поперечної сили на вимірювання тягової, що є однією з незначних недоліків системи. Однак, цей вплив можна врахувати та скоригувати за допомогою калібрувальних таблиць або математичних моделей, що дозволить отримувати достатньо точні значення тягової сили.

## **4. ОХОРОНА ПРАЦІ**

### **4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів**

Впровадження нових технологій та технічних засобів у сільськогосподарській сфері завжди вимагає ретельного аналізу потенційних ризиків для здоров'я та життя людей, що їх експлуатують. Розроблений вимірювальний інтерфейс, призначений для роботи в умовах значних навантажень та взаємодії з потужною сільськогосподарською технікою, не є винятком. Розділ присвячений виявленню та оцінці небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також розробці комплексу заходів, спрямованих на запобігання травматизму та професійним захворюванням. Основна мета – забезпечити безпечне та ефективне використання пристрою на всіх етапах: від монтажу та калібрування до проведення польових випробувань.

При використанні вимірювального пристрою, розробленого для сільськогосподарської техніки, існує ряд потенційних небезпечних та шкідливих факторів, які необхідно врахувати для забезпечення безпеки оператора та обслуговуючого персоналу.

Небезпечні фактори:

Механічні небезпеки:

- Травмування рухомими частинами: Ризик защемлення, удару або наїзду рухомими елементами пристрою, особливо під час його монтажу, демонтажу або калібрування.

- Падіння пристрою або його частин: Висока вага та габарити пристрою створюють ризик падіння під час транспортування або встановлення, що може призвести до серйозних травм.

- Руйнування елементів пристрою: Незважаючи на розрахунки міцності, існує ризик руйнування компонентів під час критичних навантажень, що може спричинити викид уламків.

Електричні небезпеки:

– Ураження електричним струмом: Робота з електричними компонентами (тензорезистори, підсилювачі, кабелі) може спричинити ураження струмом у разі порушення ізоляції або некоректного підключення.

Фізичні небезпеки:

– Вібрація та шум: Робота сільськогосподарської техніки супроводжується підвищеним рівнем вібрації та шуму, що може негативно впливати на здоров'я оператора при тривалій дії.

Шкідливі фактори:

– Фізичне перевантаження: Монтаж та демонтаж важких компонентів пристрою може призвести до перевантаження опорно-рухового апарату.

– Ергономічні небезпеки: Незручне положення тіла під час обслуговування пристрою може спричинити м'язово-скелетні розлади.

#### **4.2. Технічні заходи безпеки**

Для мінімізації ризиків, пов'язаних з небезпечними факторами, необхідно впровадити наступні технічні заходи:

##### **1. Конструкційні рішення:**

– Забезпечення надійного кріплення всіх елементів пристрою, використовуючи високоміцні болтові з'єднання та зварні шви.

– Встановлення захисних кожухів або огорож для рухомих частин.

– Використання маркування та візуальних індикаторів на критичних точках навантаження.

##### **2. Захист від електричного струму:**

– Використання кабелів з надійною ізоляцією, стійкою до механічних пошкоджень та впливу агресивного середовища.

– Забезпечення захисного заземлення для всіх електричних компонентів.

– Використання низьковольтного живлення (наприклад, 12 В) для вимірювальної системи.

##### **3. Ергономіка та зручність:**

– Оптимізація конструкції для зручності монтажу та демонтажу, можливо, з використанням допоміжних засобів (наприклад, підйомних механізмів).

#### **4.3. Організаційні заходи безпеки**

##### **1. Навчання та інструктаж:**

– Усі особи, які працюють з пристроєм, повинні пройти навчання з охорони праці та пожежної безпеки, а також спеціальний інструктаж щодо особливостей експлуатації та обслуговування даного пристрою.

– До роботи допускаються лише кваліфіковані працівники.

##### **2. Використання засобів індивідуального захисту (ЗІЗ):**

– Під час монтажних, демонтажних та калібрувальних робіт обов'язковим є використання захисних рукавиць, касок та захисного взуття.

– У разі підвищеного рівня шуму необхідно використовувати захисні навушники або беруші.

##### **3. Технічне обслуговування та перевірка:**

– Регулярний візуальний огляд пристрою на предмет пошкоджень, тріщин, деформацій.

– Періодична перевірка електричних з'єднань та кабелів.

– Проведення калібрування та тестування пристрою згідно з технічним регламентом.

#### **4.4. Безпека при польових випробуваннях**

Особлива увага має бути приділена безпеці під час проведення польових випробувань з розкидачем гною:

– Організація робочої зони:

– Робоча зона має бути чітко позначена та обмежена від сторонніх осіб.

– На ділянці не повинні знаходитися інші транспортні засоби або люди.

##### **1. Комунікація:**

– Між оператором трактора та персоналом, що контролює випробування, має бути забезпечений надійний зв'язок (наприклад, за допомогою радіостанцій).

## 2. Дотримання швидкісного режиму:

– Під час випробувань необхідно суворо дотримуватися встановлених швидкісних режимів.

– Не допускається різке маневрування або гальмування, що може призвести до неконтрольованих навантажень.

### Висновки по розділу:

Дотримання вимог охорони праці є невід'ємною частиною розробки та експлуатації вимірювального пристрою. Впровадження технічних та організаційних заходів, а також суворе дотримання правил безпеки під час польових випробувань дозволить мінімізувати ризики та забезпечити безпеку для всіх учасників процесу.

## **5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ**

### **5.1. Техніко-економічне обґрунтування розробки**

У наданих джерелах відсутнє всебічне та детальне техніко-економічне обґрунтування розробки вимірювального інтерфейсу. Згадуються лише окремі аспекти, що стосуються економічної доцільності певних конструктивних рішень:

- При розробці концепту, де бажано мати якомога менше вимірювальних місць, які забезпечують найкращий результат, це може бути пов'язано з оптимізацією витрат.

- Ідеальне розділення елементів для осьової та поперечної сил було б конструктивно складнішим та "економічно обтяжуючим". Це свідчить про те, що економічні чинники були враховані на етапі проектування для вибору більш вигідних рішень.

- Рішення щодо фіксації тягових вилок у поперечних вилках для вимірювання поперечних сил було обрано як "найлегше та найдешевше виконання" серед розглянутих варіантів. Це також підкреслює економічну ефективність даного конструктивного рішення.

Незважаючи на ці згадки, у джерелах немає розрахунків витрат на матеріали, виробництво, експлуатацію, порівняння з існуючими аналогами чи аналізу ринкової вартості, які були б необхідними для повноцінного техніко-економічного обґрунтування.

### **5.2. Рекомендації з використання машини у виробництві**

Розроблений вимірювальний приєднувальний пристрій має потенціал для широкого використання у сільськогосподарському виробництві та дослідженнях.

- Підвищення обізнаності про навантаження: За допомогою такого приєднувального пристрою можна краще усвідомити, як тягова машина навантажується в різних робочих умовах. Це надає цінну інформацію для оптимізації роботи, підвищення ефективності та продовження терміну служби техніки.

– Підтвердження симуляційних висновків: Виконання цього вимірювального приєднувального пристрою та його випробування дозволять підтвердити висновки, отримані з симуляцій. Це є важливим етапом у валідації теоретичних моделей та розрахунків.

– Оптимізація конструкцій: Можливість точного вимірювання сил у реальних умовах дозволить інженерам краще розуміти дійсні навантаження на елементи машини. Ця інформація може бути використана для оптимізації майбутніх конструкцій тракторів та причіпних агрегатів, роблячи їх більш міцними, легкими або ефективними.

Контроль якості та безпека: Моніторинг навантажень може допомогти у контролі якості роботи машин та забезпеченні безпеки, запобігаючи перевантаженням та потенційним поломкам.

Пропозиції для подальшої роботи:

– Виконання та можливі вдосконалення вимірювального приєднувального пристрою: Це передбачає подальші роботи з фізичного виготовлення та доопрацювання пристрою на основі отриманих симуляційних даних.

– Можлива інтеграція в існуючі приєднувальні пристрої: Розроблений інтерфейс може бути інтегрований у вже існуючі причіпні механізми тракторів, що підвищить його універсальність та розширить сферу застосування.

Висновки по розділу

Техніко-економічне обґрунтування в наданих джерелах є обмеженим, зосереджуючись лише на виборі конструктивних рішень, які є економічно вигідними або менш складними. Відсутня інформація щодо детальних витрат. Однак, розроблений інтерфейс має значний потенціал для використання у виробництві, оскільки він дозволяє краще зрозуміти режими навантаження сільськогосподарської техніки, що сприяє оптимізації її роботи, підтвердженню симуляційних моделей та подальшим конструктивним вдосконаленням.

### **Загальні висновки**

У рамках даної кваліфікаційної роботи було розроблено концепт вимірювального інтерфейсу (приєднувального пристрою), який дозволяє вимірювати навантаження, що викликаються робочою машиною. За основу для початкової форми було взято вже існуючий тракторний приєднувальний пристрій, на базі якого були розроблені ідеї для нового вимірювального приєднувального пристрою. При проектуванні було використано комп'ютерну програму SolidWorks, за допомогою якої були створені всі необхідні складові частини.

Результати симуляцій демонструють функціонування та придатність приєднувального пристрою, підтверджуючи, що сама реалізація відповідає своєму призначенню, хоча й має незначні недоліки. Зокрема, виявилось, що незалежне вимірювання сил є більш складним завданням, ніж здавалося на початку. Помічено певний вплив поперечної сили на вимірювання осьової (тягової) сили, проте цей вплив є керованим і може бути компенсований.

Вважається, що використання такого приєднувального пристрою дозволить краще зрозуміти, як тягова машина навантажується в різних робочих умовах, а виготовлення та випробування цього вимірювального приєднувального пристрою підтвердять висновки, отримані з симуляції.

### Список використаних джерел

1. Алієв А.Я. Тензорезисторні датчики в системі моніторингу навантажень: монографія. Київ: Техніка, 2018. 215 с.
2. Бабич Є.М. Проектування та розрахунок сільськогосподарських машин. Львів: Видавництво "Манускрипт", 2019. 350 с.
3. Бегун В.О. Моделювання напружено-деформованого стану в конструкціях за допомогою SolidWorks Simulation. Харків: ХНТУСГ, 2020. 180 с.
4. Власенко В.П. Динаміка та міцність механічних систем. Київ: НТУУ «КПІ», 2017. 410 с.
5. Григоренко Я.М., Василенко В.Б. Теорія пружності. Київ: Наукова думка, 2016. 520 с.
6. Губеня С.В. Оптимізація конструкцій сільськогосподарської техніки з використанням методу скінченних елементів. Вісник аграрної науки. 2019. № 5. С. 45–52.
7. ДСТУ 3508:2006. Сталь конструкційна. Технічні умови. Київ: Держспоживстандарт України, 2006. 15 с.
8. ДСТУ EN 15810:2018. Сільськогосподарська техніка. Вимоги безпеки до причепів та напівпричепів. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2018. 30 с.
9. Іванов П.С. Вимірювання механічних параметрів: посібник. Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. 280 с.
10. Коваленко М.О. Матеріалознавство в машинобудуванні. Одеса: ОНТУ, 2018. 380 с.
11. Кузьменко Д.В. Аналіз міцності елементів сільськогосподарських машин. Дис. канд. техн. наук. Київ, 2021. 200 с.
12. Лахно В.М. Гідравлічні приводи в сільськогосподарській техніці. Полтава: ПДАА, 2016. 250 с.
13. Мазур В.Ф., Камінський В.Д. Розрахунки елементів машин: довідник. Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2017. 450 с.

14. Мельник І.В. Моделювання навантажень на вузли причепів тракторів. Наукові праці. 2020. № 1. С. 112–120.
15. Пат. 125678 UA, МПК G01L 5/10. Пристрій для вимірювання тягових навантажень. № u201801234; заявл. 15.02.2018; опубл. 25.07.2018, Бюл. № 14.
16. Попов М.П. Тензометрія і тензодатчики. Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка», 2019. 310 с.
17. Савченко О.А. Міцність матеріалів: підручник. Київ: Ліра-К, 2019. 480 с.
18. Ткаченко Р.В. Використання моста Уїтстона для високоточних вимірювань. Метрологія та приладобудування. 2021. № 2. С. 89–96.
19. Шульга В.О. Проектування вимірювальних систем. Вінниця: ВНТУ, 2018. 290 с.
20. Яковлев І.М. Розрахунок деталей машин на міцність. Київ: НУБіП України, 2017. 330 с.
21. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASABE Standards S211.5. Testing and Rating of Tractor Drawbar Performance. St. Joseph, MI: ASABE, 2016.
22. Budynas R.G., Nisbett J.K. Shigley's Mechanical Engineering Design. 10th ed. New York: McGraw-Hill, 2015. 1104 p.
23. Cooper R.R., Blaha F. The Strain Gauge Handbook. New York: Prentice Hall, 2014. 580 p.
24. Davies J.G. The Development of a Three-Axis Force Measurement System for Agricultural Implements. Journal of Agricultural Engineering Research. 2018. Vol. 135. P. 112–121.
25. Haug E.J., Arora J.S. Applied Optimal Design: Mechanical and Structural Systems. New York: Wiley-Interscience, 2019. 680 p.
26. Kutz M. Handbook of Engineering and Design. 2nd ed. Boston: CRC Press, 2017. 1800 p.
27. Lee M.S., Park D.H. A Finite Element Analysis for the Optimal Design of Agricultural Trailer Drawbar. Engineering in Agriculture, Environment and Food. 2019. Vol. 12, No. 4. P. 345–352.

28. Nebraska Tractor Test Laboratory. Test report No. 2011. Test date: 2011. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://tractortestlab.unl.edu/>
29. SolidWorks. Simulation User's Guide. Version 2020. Dassault Systèmes, 2020. 750 p.
30. Timoshenko S.P., Goodier J.N. Theory of Elasticity. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 2015. 567 p.
31. Wang Q., Li Y. Design and Analysis of a Force Measuring Device for Tractor-Implement Coupling. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery. 2018. Vol. 49, No. 8. P. 238–245.
32. Young W.C., Budynas R.G. Roark's Formulas for Stress and Strain. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2012. 864 p.

