УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Допущено до захисту
“___” _____2026 р.

Завідувач кафедри д.т.н., професор

_____ Дідур В.В.

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)
Перший (бакалаврський)

Тема проекту: **«Удосконалення параметрів технології при виготовленні підйомного гідравлічного столу з обгрунтуванням конструкції.»**

Виконав: студент 4 курсу,
групи 41 ім
Спеціальність Н7
«Агроінженерія»
Івасик Владислав Вадимович
(прізвище та ініціали)

Керівник: Головатюк А.А.
(прізвище та ініціали)

Рецензент: Березовський А. П.
(прізвище та ініціали)

м. Умань - 2026 рік

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма: Бакалавр
Спеціальність H7 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Дідур В.В.

«____» _____**2026 р.**

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

студенту Івасику Владиславу Вадимовичу

Тема роботи «Удосконалення параметрів технології при виготовленні підйомного гідравлічного столу з обгрунтуванням конструкції.»

керівник проекту: *Головатюк Анатолій Анатолійович, к. с-г. н.*
затверджено наказом УНУ 01-06/97 від 10 травня 2025 р.

2. Строк подання студентом проекту *«__» _____ 20____ р.*

3. Вихідні дані до проекту літературні джерела, технологічні та технічні рішення, методичні вказівки, методики.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: *Вступ. 1. Аналіз стану питання за темою дипломного проекту. 2. Теоретичні та/або експериментальні дослідження за темою дипломного проекту. 3. Охорона праці. 4 . Обгрунтування досягнутих результатів. Загальні висновки. Список використаних джерел.*

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е. В.		

6. Дата видачі завдання – «____» _____ 20__ р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел		
2.	Розділ 1		
3.	Розділ 2		
4.	Розділ 3		
5.	Розділ 4		
6.	Виконання ілюстративної частини роботи		
7.	Представлення роботи керівнику на перевірку		

Студент _____ Івасик В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Головатюк А.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Зміст

ВСТУП 5
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ЗА ТЕМОЮ 7
1.1. Загальна характеристика гідравлічних підйомних столів 7
1.2. Поточний стан задачі на виробництві 8
2. ТЕОРЕТИЧНІ ТА РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ 9
2.1. Параметричне моделювання за шириною
2.2. Параметричне моделювання за висотою 10
2.3. Конструкторська таблиця конфігурацій 14
2.4. Опис числової моделі таматеріал 15
2.5. Сітка схрещених елементів та опори (граничні умови), навантаження. 16
2.6. Переміщення та напруження 19
3. ОХОРОНА ПРАЦІ 21
3.1. Загальні вимоги безпеки при роботі з гідравлічними підйомними столами
3.2. Вимоги безпеки при конструюванні та виготовленні
3.3. Небезпечні та шкідливі чинники при роботі в конструкторському бюро 22
3.4. Заходи безпеки при роботі з CAD-системами та числовими методами 23
4. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ 24
4.1. Оцінка параметричних конфігурацій
4.2. Аналіз числових результатів та оцінка міцності 26
4.3. Напрями вдосконалення та подальших досліджень
ВИСНОВКИ 28
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 30

ВСТУП

Гідравлічні підйомні столи широко застосовуються на промислових підприємствах, у складських комплексах та сервісних центрах для підйому та переміщення важких вантажів. Вони забезпечують ергономічне виконання операцій завантаження й розвантаження, зменшують фізичне навантаження на персонал і підвищують продуктивність праці. Попит на такі вироби постійно зростає, при цьому замовники, як правило, висувають індивідуальні вимоги до висоти підйому, розмірів платформи та вантажопідйомності.

Конструктори підприємств, що виготовляють подібне обладнання, нерідко витрачають значний час на перепроектування вже відомих конструктивних рішень лише через зміну одного або кількох вхідних параметрів. Традиційний підхід, за якого кожна нова конфігурація розробляється «з нуля», є економічно невигідним і технічно надлишковим. Вирішити цю проблему дозволяє методологія параметричного моделювання – підхід, при якому розміри компонентів пов’язані між собою математичними залежностями, а вся конструкція автоматично перебудовується при зміні вхідних даних.

Мета та завдання роботи

Метою даної роботи є розробка параметричної тривимірної моделі гідравлічного підйомного столу з ножичним механізмом у програмному середовищі SolidWorks, а також проведення числового аналізу міцності найбільш навантаженого вузла конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– проаналізувати існуючу конструкцію гідравлічного підйомного столу та її складові частини;

– спростити тривимірну модель до компонентів, що визначають параметричну поведінку системи;

– вивести геометричні залежності між розмірами компонентів на основі тригонометричного аналізу;

– реалізувати параметричні зв’язки у SolidWorks та сформувати конструкторську таблицю конфігурацій;

– виконати числовий аналіз методом скінченних елементів (МСЕ) для перевірки несучої здатності ножичного механізму;

– оцінити отримані результати та запропонувати напрями подальшого вдосконалення моделі.

Об’єкт та предмет дослідження

Об’єктом дослідження є гідравлічний підйомний стіл з ножичним підйомним механізмом, призначений для підйому вантажів масою до 1000 кг.

Предметом дослідження є методологія параметричного моделювання тривимірної CAD-моделі підйомного столу та числова оцінка міцності його несучих елементів.

Методи дослідження

У роботі застосовувались такі методи: геометричне та тригонометричне моделювання – для виведення аналітичних залежностей між розмірами компонентів; CAD-моделювання у SolidWorks 2021 – для побудови параметричної тривимірної моделі та конструкторської таблиці; метод скінченних елементів у програмному пакеті PrePoMax v1.1.1 – для числового аналізу напружено-деформованого стану ножичного механізму.

1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ЗА ТЕМОЮ

1.1. Загальна характеристика гідравлічних підйомних столів

Гідравлічний підйомний стіл є різновидом промислового підйомно-транспортного обладнання, що призначене для вертикального переміщення вантажів у процесі виробництва, складування або технічного обслуговування. Конструктивно він складається з робочої платформи (стільниці), нижньої рами-підвозка, ножичного підйомного механізму та гідравлічного приводу з насосною станцією.

Ножичний механізм є найбільш поширеним кінематичним рішенням для подібних пристроїв завдяки своїй компактності у складеному стані, симетричному розподілу навантаження та простоті конструктивного виконання. Він складається з однієї або декількох пар хрестоподібно з’єднаних важелів – «ножиць», шарнірно закріплених у точках з’єднання з рамою та платформою. Підйом і опускання платформи здійснюється шляхом нагнітання або зливання робочої рідини (гідравлічного масла) у гідравлічний циліндр, штокова частина якого пов’язана з рухомою точкою опори однієї з пар ножиць.

Основні конструктивні параметри підйомного столу – максимальна висота підйому, мінімальна висота у складеному стані, розміри робочої платформи (довжина × ширина) та номінальна вантажопідйомність. Залежно від призначення, ці параметри можуть суттєво відрізнятись: підйомні столи для легкої промисловості мають вантажопідйомність 250–500 кг та висоту підйому 0,8–1,2 м, тоді як важкопромислові зразки розраховані на 5 000–10 000 кг при висоті підйому до 2 м і більше.

З матеріалознавчої точки зору, несучі елементи підйомних столів виготовляються переважно зі конструкційних сталей класу S235–S355 за стандартом EN 10025. Вибір марки сталі визначається розрахунковими навантаженнями, що діють у ножичному механізмі.

Проєктування підйомних столів пов’язане з необхідністю виконання вимог директив, регламентують, зокрема, мінімальні коефіцієнти запасу міцності, вимоги до захисних пристроїв та процедури випробувань.

1.2. Поточний стан задачі на виробництві

На сьогодні є лише декілька фіксованих типорозмірів виробів. Якщо замовник ставить нестандартні вимоги щодо висоти або ширини столу, конструктор змушений вручну переробляти значну частину моделі, що займає багато часу і підвищує ризик появи помилок. Зокрема, зміна висоти підйому тягне за собою перерахунок довжини ножиць, довжини робочої платформи та рами підвозка, розмірів кріпильних пластин циліндра, а також довжини штока. Всі ці параметри пов’язані між собою геометричними залежностями, які у поточній версії моделі задані статично.

Таким чином, існує реальна виробнича потреба у впровадженні удосконаленої технології параметричного моделювання, що дозволить автоматизувати перерахунок розмірів при зміні вхідних параметрів і скоротити час підготовки конструкторської документації для нестандартних замовлень. Саме цій задачі присвячена дана робота.

Огляд науково-технічної літератури [3, 4] свідчить, що методологія параметричного CAD-моделювання є добре відпрацьованою у машинобудуванні. SolidWorks підтримує параметризацію через глобальні змінні, рівняння та конструкторські таблиці (Design Table на основі Microsoft Excel), що дозволяє інтегрувати описаний підхід у виробничий процес без значних організаційних змін.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ТА РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Параметричне моделювання за шириною

Вихідна тривимірна модель підйомного столу, отримана нами, містила понад 600 компонентів, що включали агрегат гідростанції, електрошафу, з'єднувачі, колеса та інші допоміжні елементи. Для цілей параметричного моделювання модель була спрощена шляхом вилучення компонентів, що не впливають безпосередньо на геометрію несучого механізму. У результаті спрощена модель містила близько 100 деталей.

Вхідним параметром для параметризації за шириною є ширина робочої поверхні (позначена як "ширина"). Компоненти, які мають подовжений розмір у напрямку осі Z (поперечному напрямку), безпосередньо прив'язані до цього вхідного параметра – їх довжина дорівнює значенню параметра "ширина". До таких компонентів належать поздовжні балки верхньої рамки, поздовжні балки нижньої рами та з'єднувальні поперечини [рис. 2.1].

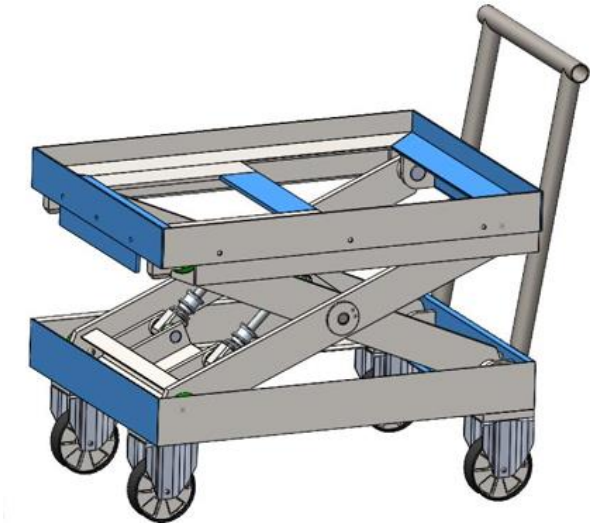


Рис. 2.1. Схематична будова візка.

Методика реалізації параметричного зв'язку у SolidWorks полягає у наступному:

1. У кожній компоненті через меню Tools → Equations відкривається вікно «Equations, Global Variables and Dimensions».

2. У стовпець «Name» вносимо ім’я глобальної змінної (наприклад, «ширина»), у стовпець «Value / Equation» – поточне числове значення (наприклад, 750 мм).

3. У діалоговому вікні витягування елемента (Boss-Extrude) у поле довжини вводимо знак «=» і обираємо змінну «ширина» зі списку глобальних змінних.

4. На рівні складання (Assembly) створюємо однойменну глобальну змінну та прив’язуємо до неї відповідну змінну в компоненті через Edit Part → Manage Equations.

Після виконання перелічених кроків для всіх компонентів, що залежать від ширини, достатньо змінити значення параметра на рівні складання – і всі пов’язані компоненти автоматично перебудуються. При цьому прийнято припущення, що ножиці завжди рівновіддалені від поздовжніх країв рамки, а при зміні ширини змінюється лише відстань між парами ножиць.

2.2. Параметричне моделювання за висотою

Параметризація за висотою є складнішою задачею, оскільки при зміні висоти столу (вхідний параметр H) одночасно змінюється кілька геометричних розмірів: довжина ножиць L_1, довжина нижньої рами L, довжина кріпильної пластини циліндра L_3 та відстань від осі шарніра ножиці до точки кріплення штока L_4, а також мінімальна довжина штока L_2.

Кути нахилу ножиць у верхньому (α’ = 54,01°) і нижньому (α = 24,74°) положеннях були зафіксовані на основі вихідної моделі і не змінюються при параметризації. Це є важливим проєктним рішенням, яке забезпечує незмінну кінематику механізму при будь-яких значеннях висоти.

Довжина ножиць L_1: Геометричний аналіз у верхньому положенні ножиць [рис. 2.2] дозволяє виразити довжину ножиць через задану загальну висоту столу H, вираховуючи дві константи: 108 мм (відстань від верхньої

кромки рами до верхнього шарніра) та 287 мм (відстань від нижнього шарніра до підлоги з урахуванням коліс):

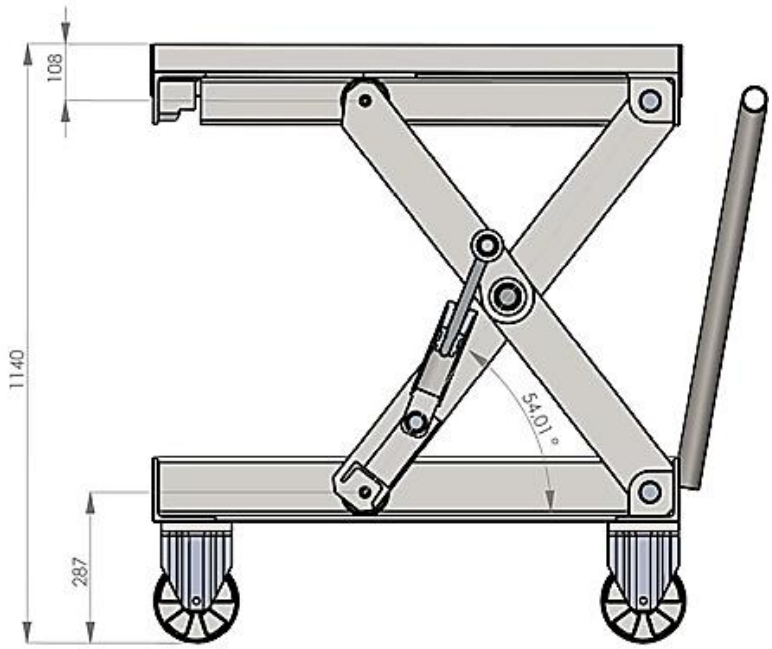


Рис. 2.2 Геометричний аналіз у верхньому положенні ножиць

$$L_1 = (H - 395) / \sin(54{,}01°)$$

Де: H – задана висота столу у верхньому положенні (мм); 395 = 108 + 287 – сума незмінних конструктивних констант (мм). Обидві пари ножиць (зовнішня та внутрішня) параметризуються однаково, оскільки їх довжини завжди рівні між собою.

Довжина нижньої рами L: Із збільшенням висоти зростає довжина ножиць, а отже й горизонтальна проєкція ножиці у нижньому положенні [рис. 2.3]. Щоб у нижньому положенні кут нахилу ножиць залишався рівним $\alpha = 24{,}74°$, довжина нижньої рами L повинна відповідати:

$$L = 164{,}6 + L_1 \cdot \cos(24{,}74°)$$

де 164,6 мм = 109,6 + 55 — сума констант: 109,6 мм відповідає кінцевому положенню каретки колеса, 55 мм — відстань від краю до точки кріплення.

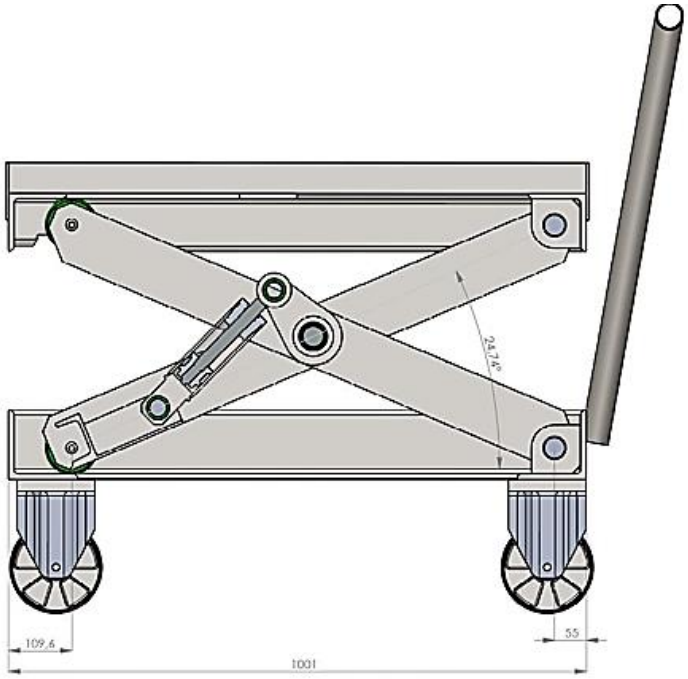


Рис. 2.3 Довжина нижньої рами L.

Довжина кріпильної пластини циліндра L_3: Зі збільшенням висоти стола зростає довжина штока циліндра. За незмінного положення циліндра штік у нижньому положенні упирався б у центральну вісь, що з’єднує пари ножиць. Щоб уникнути цього, передбачена кріпильна пластина, яка відносить точку кріплення штока від осі ножиць. Довжина L_3 визначається із трикутника, побудованого на осях компонентів у нижньому положенні [рис. 2.4], за допомогою теореми синусів:

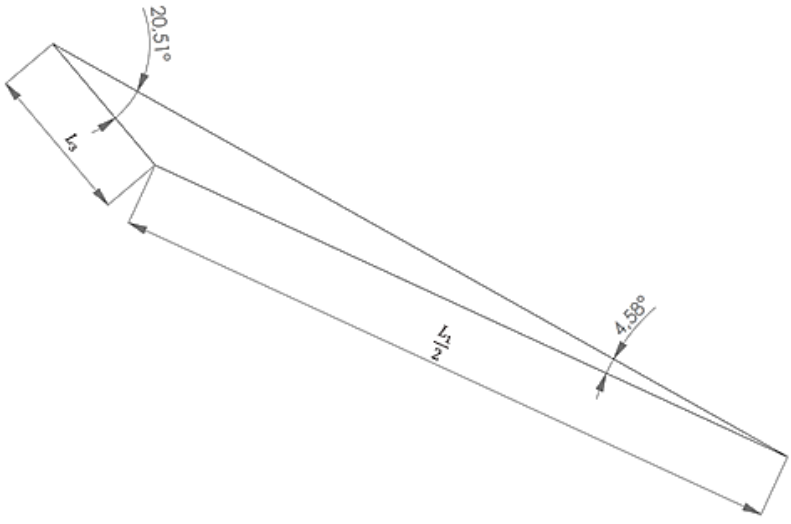


Рис. 2.4 Визначення довжини L_3

$$L_3 = (L_1 / 2) \cdot \sin(4{,}58°) / \sin(20{,}51°)$$

Де δ = 4,58° — кут між кріпильною пластиною і хордою, що з'єднує її з краєм ножиці; γ = 20,51° — кут між кріпильною пластиною і ножицею у нижньому положенні. Обидва кути залишаються постійними при будь-яких значеннях H.

Відстань від краю ножиці до точки кріплення циліндра L_4.: Відстань L_4 — від шарніра каретки до точки кріплення циліндра вздовж осі ножиці — визначається через вже знайдений параметр L_3 знову за теоремою синусів [рис. 2.5]:

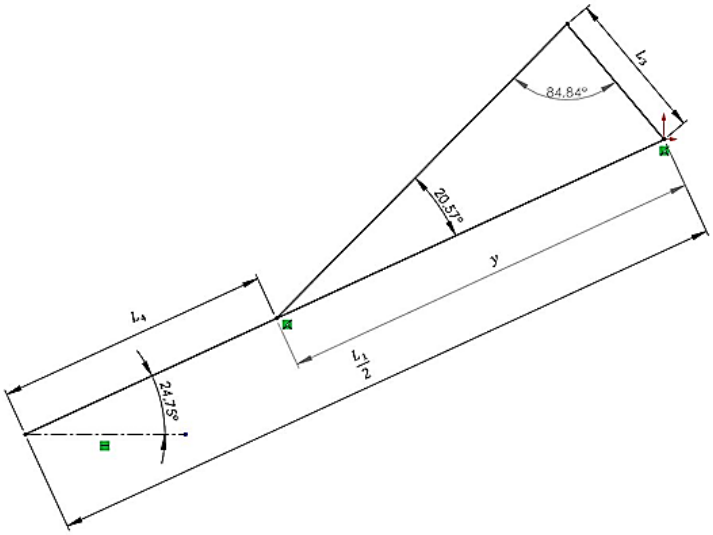


Рис. 2.5 Визначення точки кріплення циліндра.

$$y = L_3 \cdot \sin(84{,}84°) / \sin(20{,}57°)$$

$$L_4 = L_1 / 2 - y$$

Де: y – відстань від осі шарніра до точки кріплення уздовж осі ножиці; кути 84,84° та 20,57° залишаються постійними.

Довжина штока циліндра L_2: Мінімальна довжина штока у нижньому положенні визначається із трикутника [рис. 2.6] з урахуванням додаткових конструктивних допусків: 30 мм – від осі кріплення штока до батниці, 60 мм – від центра кріпильної пластини до батниці. Із теореми синусів:

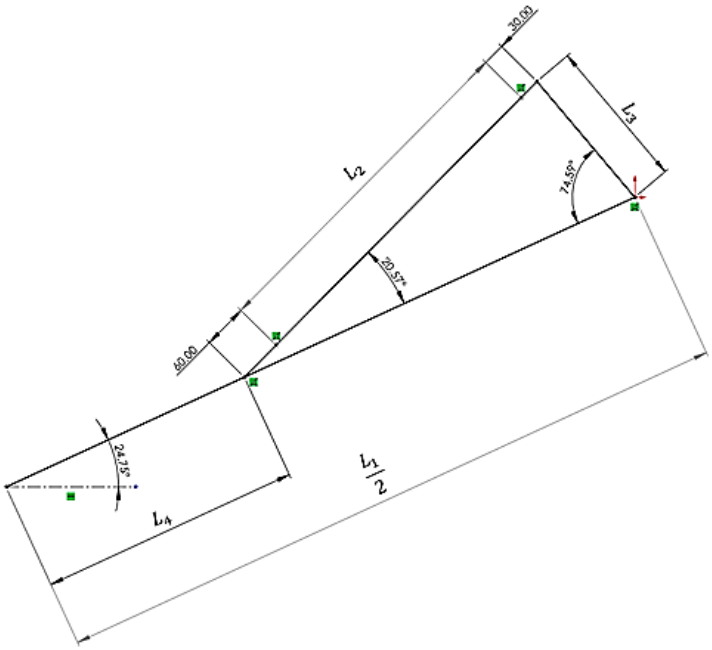


Рис. 2.6 Визначення мінімальної довжини циліндра.

$$L_2 = L_3 \cdot \sin(74{,}59°) / \sin(20{,}57°) - 90$$

Де кут 74,59° – кут між штоком і кріпильною пластиною у нижньому положенні; 90 мм = 60 + 30 — сума конструктивних констант.

Усі виведені рівняння були введені у SolidWorks через меню Equations на рівні складання. Залежна ієрархія параметрів виглядає так: H → L_1 → {L, L_3} → {L_4, L_2}. Таким чином, для генерації нової конфігурації достатньо змінити лише два вхідні значення — висоту H і ширину.

2.3. Конструкторська таблиця конфігурацій

На основі параметричної моделі у SolidWorks було сформовано конструкторську таблицю (Design Table) у форматі Microsoft Excel, яка містить шість конфігурацій позначених A–F. Вхідними параметрами в таблиці є: ширина (мм), висота (мм), товщина ножиць (мм) та умовний позначення діаметра штока циліндра.

Перша конфігурація A відповідає вихідній моделі (ширина 750 мм, висота 1140 мм). Конфігурації B–E мають по одному різко збільшеному параметру порівняно з A – для перевірки коректності параметричних зв’язків. Конфігурація F є прикладом реального нестандартного замовлення

із зміненими усіма вхідними параметрами (ширина 1400 мм, висота 1800 мм) [Таблиця 2.1].

Таблиця 2.1. Конструкторська таблиця конфігурацій

Показник	Ширина	Висота	Товщина	Діаметр штока
A	750	1140	20	22
B	1500	1140	20	22
C	750	2000	20	22
D	750	1140	40	22
E	750	1140	20	38
F	1400	1800	28	35

Товщина ножиць і діаметр штока вибирались вручну у поточній версії роботи, оскільки аналітичний розрахунок цих параметрів виходить за рамки поставленої задачі. Вони введені до таблиці як явно задані константи для кожної конфігурації.

2.4. Опис числової моделі таматеріал

Числовий аналіз методом скінченних елементів виконано у програмному пакеті PrePoMax v1.1.1 (відкритий препроцесор/постпроцесор на основі CalculiX). Для аналізу обрано одну пару ножиць у нижньому положенні, оскільки саме в цій конфігурації виникають найбільші внутрішні сили в елементах. Аналіз обмежено однією парою ножиць (зовнішньою або внутрішньою) на основі міркувань симетрії та з метою зменшення обчислювальних витрат [рис. 2.7].

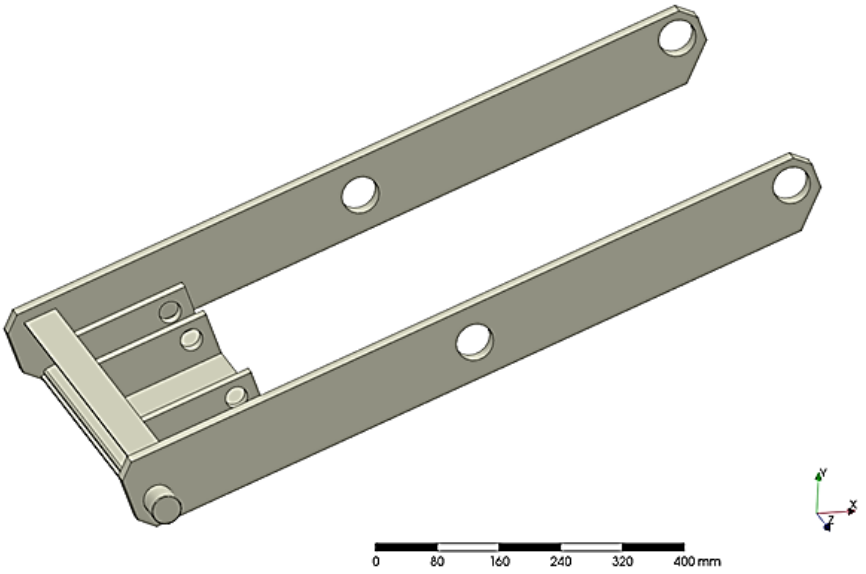


Рис. 2.7 Числовий аналіз скінчених елементів.

Для ножичного механізму прийнятий матеріал – конструкційна сталь S355JR (1.0045) за стандартом EN 10025. Характеристики матеріалу, використані в розрахунку, наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Механічні характеристики сталі S355JR

Модуль пружності E МПа	210000
Коефіцієнт Пуассона ν[/]	0,28
Границя плинності σy МПа	275

Значення модуля пружності та коефіцієнта Пуассона відповідають стандартним характеристикам конструкційної сталі. Границя плинності для сталі S355JR класу міцності при товщині листа ≤ 16 мм становить 355 МПа, однак у розрахунку консервативно прийнято значення 275 МПа, що відповідає товщинам понад 40 мм.

2.5. Сітка схрещених елементів та опори (граничні умови), навантаження.

Для дискретизації моделі застосовано об’ємні схрещені елементи другого порядку (C3D10 – тетраедральні елементи з 10 вузлами).

Параметри сітки: максимальний розмір елемента – 20 мм, мінімальний розмір елемента – 1 мм, коефіцієнт згущення (grading) – 0,3, кількість елементів на кривизну – 2. У зонах концентраторів напружень (отвори, галтелі) сітка автоматично згущується відповідно до заданого мінімального розміру [рис. 2.8].

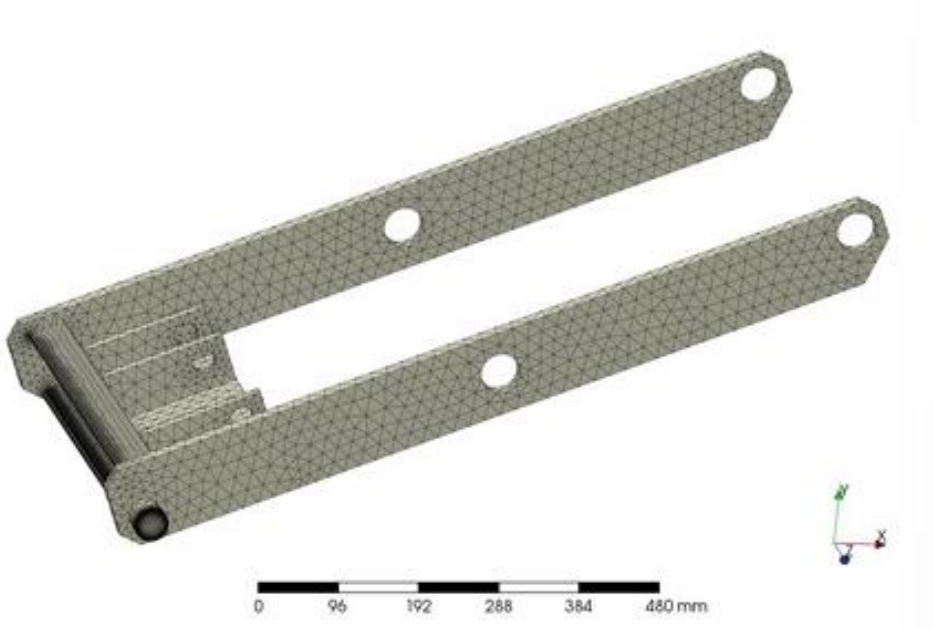


Рис. 2.8. Сітка схрещених елементів

Оскільки для спрощення аналізу досліджується лише одна пара ножиць (без суміжних компонентів), граничні умови задавались безпосередньо на осях шарнірів. Фіксовані опори (нульові переміщення та повороти в усіх напрямках) були накладені на:

– вісь нижнього шарніра з кареткою (ролик нижньої рами);

– вісь кріплення штока циліндра на кріпильній пластині [рис. 2.9].

Застосування жорстких опор у зазначених точках є спрощенням, яке може призвести до локальних сингулярностей напружень у безпосередній близькості від точок фіксації. Ці сингулярні значення не розглядаються як фізично значущі і при аналізі результатів не враховуються.

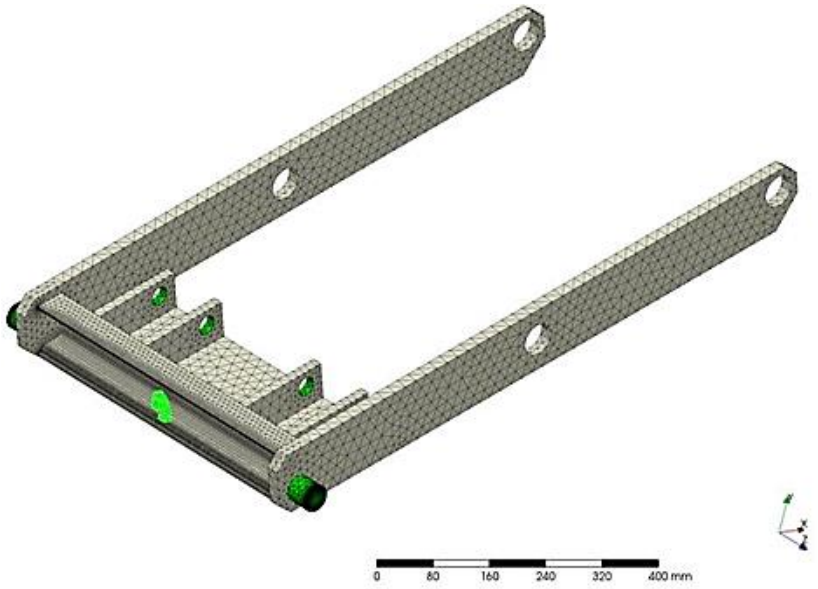


Рис. 2.10. Визначення опор.

Номінальна вантажопідйомність столу – 1000 кг. Оскільки розглядається одна з двох пар ножиць, на неї припадає половина загального навантаження:

$$F = (m \cdot g) / 2 = (1000 \cdot 9{,}81) / 2 = 4905 \text{ Н}$$

Сила F прикладалася як поверхневий тиск у від'ємному напрямку осі Y на циліндричні поверхні отворів у верхніх шарнірних вузлах, через які платформа взаємодіє з ножицями за допомогою осьових пальців [рис. 2.11].

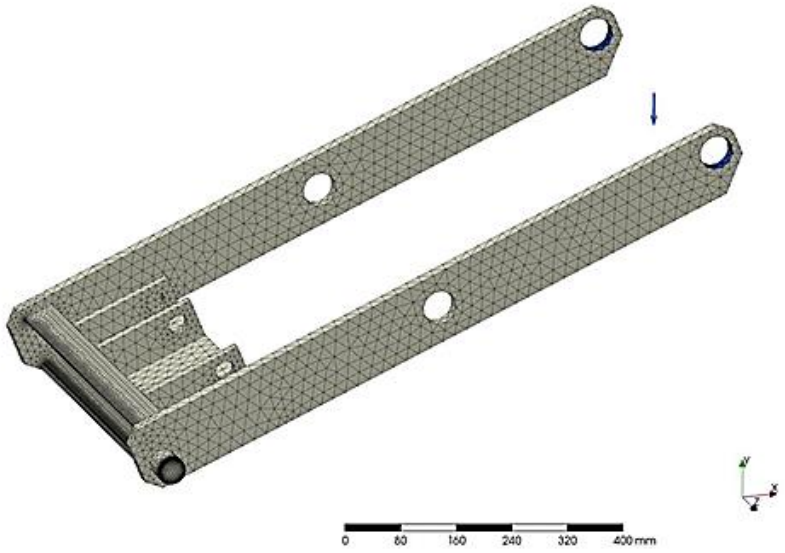


Рис. 2.11. Сила F прикладалася як поверхневий тиск у від'ємному напрямку осі Y.

2.6. Переміщення та напруження

Результати числового аналізу підтвердили очікуваний характер деформованого стану системи.

Максимальне переміщення склало 1,814 мм і зафіксоване в зоні прикладання навантаження – у верхніх шарнірних вузлах ножиць [рис. 2.12].

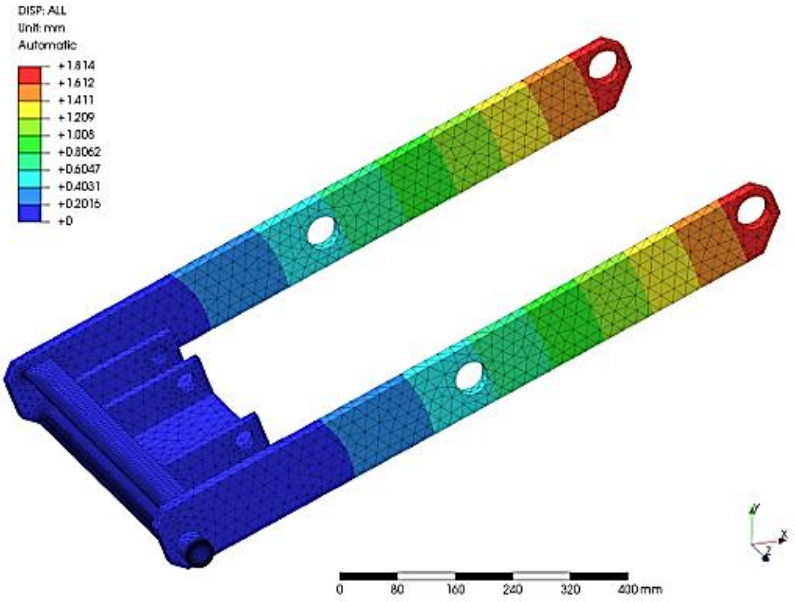


Рис. 2.12. Максимальне навантаження на елементи візка.

Мінімальні переміщення, що дорівнюють нулю, спостерігаються в зонах фіксованих опор. Характер розподілу переміщень монотонно збільшується від точок фіксації до верхніх вузлів, що відповідає фізичній моделі балки зі складним навантаженням.

Максимальне значення напружень за критерієм Мізеса у всій моделі склало 170,6 МПа і виявлено безпосередньо в точках фіксованих опор. Це є класичним проявом сингулярності від граничних умов типу «жорстке закріплення» і не відображає реальний стан конструкції [рис. 2.13]. Відповідно, при оцінці міцності конструкції ці значення не враховувались.

Максимальні напруження у бічній стінці (полиці) ножиці – поза зоною сингулярності – становлять близько 40 МПа [рис. 2.14].

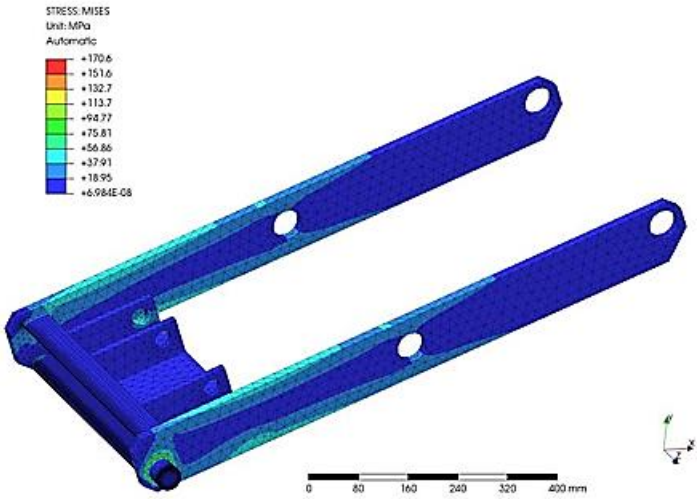


Рис. 2.13 Максимальне значення напружень за критерієм Мізеса.

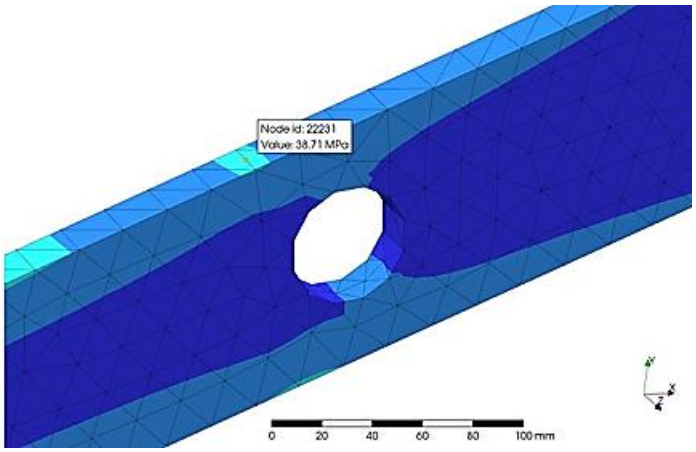


Рис. 2.14. Максимальне напруження бічних стінок.

Порівняно з границею плинності матеріалу σy = 275 МПа, запас міцності у бічній стінці складає:

$$n = \sigma y / \sigma max = 275 / 40 \approx 6,9$$

Такий значний запас міцності вказує на те, що бічні стінки ножиць суттєво переобтяжені по масі відносно несучої здатності, і в перспективі є можливість оптимізації поперечного перерізу (зменшення товщини листа) без втрати функціональних характеристик.

3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Загальні вимоги безпеки при роботі з гідравлічними підйомними столами

Гідравлічні підйомні столи відносяться до вантажопідйомних механізмів і, відповідно до чинного законодавства України, підлягають вимогам НПАОП 0.00-1.63-13 «Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних та складських робіт», а також ДСТУ EN 1570-1:2017 «Вимоги безпеки до підйомних столів». Виконання цих нормативних документів є обов’язковою умовою введення виробу в експлуатацію.

До роботи з підйомними столами допускаються особи, які досягли 18 років, пройшли медичний огляд, відповідний інструктаж та навчання з охорони праці. Перед початком роботи оператор зобов’язаний перевірити відсутність видимих пошкоджень несучих елементів та гідравлічних шлангів, наявність рівня робочої рідини у гідробаці, справність запобіжного клапана та гальмівного пристрою.

Під час роботи стола забороняється: перевищувати номінальну вантажопідйомність; перебувати під піднятою платформою без встановлення механічних упорів; залишати вантаж у піднятому положенні на тривалий час без механічної фіксації; виконувати ремонтні та регулювальні роботи при наявності тиску в гідросистемі.

3.2. Вимоги безпеки при конструюванні та виготовленні

З конструктивної точки зору безпека підйомного столу забезпечується комплексом технічних заходів. Відповідно до вимог EN 1570-1, гідравлічна система повинна бути оснащена запобіжним клапаном, що обмежує тиск у системі при аварійному навантаженні, а також зворотним клапаном на гідроциліндрі, що запобігає мимовільному опусканню платформи при витоку рідини.

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності несучих елементів ножичного механізму повинен бути не менше ніж 2,0 відносно границі

плинності матеріалу при статичному навантаженні. Проведений числовий аналіз показав, що фактичний запас міцності у бічних стінках ножиць становить близько 6,9, що більш ніж утричі перевищує мінімально допустиме значення.

При зварюванні несучих елементів слід застосовувати стикові або кутові шви з повним проплавленням. Якість зварних з'єднань повинна контролюватися відповідно до вимог EN ISO 5817 (клас якості B для несучих конструкцій). Отвори для шарнірних пальців повинні виготовлятися з полем допуску H7 для забезпечення стабільної посадки.

3.3. Небезпечні та шкідливі чинники при роботі в конструкторському бюро

Під час виконання даної роботи, пов'язаної з тривалою роботою за комп'ютером, конструктор зазнає впливу таких шкідливих чинників:

– зорове навантаження через тривалу роботу з монітором (ризик розвитку комп'ютерного зорового синдрому);

– статичне м'язово-скелетне навантаження через тривале перебування у вимушеній позі (ризик розвитку захворювань опорно-рухового апарату);

– вплив електромагнітного випромінювання від моніторів та інших електронних пристроїв;

– психоемоційне навантаження при виконанні складних розрахунків та дотриманні термінів.

Відповідно до ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин», безперервна тривалість роботи з ВДТ не повинна перевищувати 2 годин; після кожної години роботи слід робити регламентовану перерву тривалістю не менше 15 хвилин. Освітленість робочої поверхні столу та клавіатури має становити 300–500 лк.

3.4. Заходи безпеки при роботі з CAD-системами та числовими методами

Робочий комп’ютер, на якому виконувалась числова симуляція, повинен відповідати вимогам ДСТУ 3508:1999 щодо електробезпеки офісного обладнання. Усі електроустановки повинні мати захисне заземлення. Блоки безперебійного живлення мають бути підключені для запобігання втраті результатів розрахунків при раптовому відключенні електроживлення.

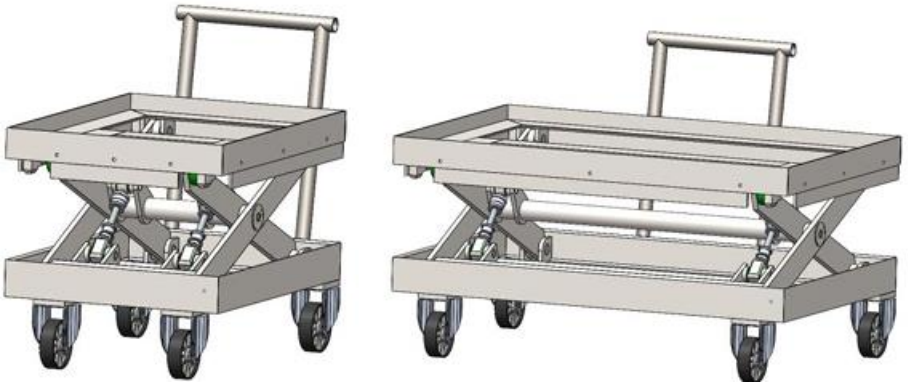
При роботі з великими тривимірними моделями та числовими симуляціями слід враховувати підвищене теплоутворення від систем охолодження комп’ютера. Температура повітря в приміщенні не повинна перевищувати 25°C; необхідне забезпечення вентиляції відповідно до ДБН В.2.2-28:2010.

Зберігання та резервне копіювання даних проєкту (файлів CAD-моделі, результатів симуляції) є обов’язковим заходом захисту від втрати результатів праці. Рекомендується щоденне резервне копіювання на окремий носій або хмарний сервіс.

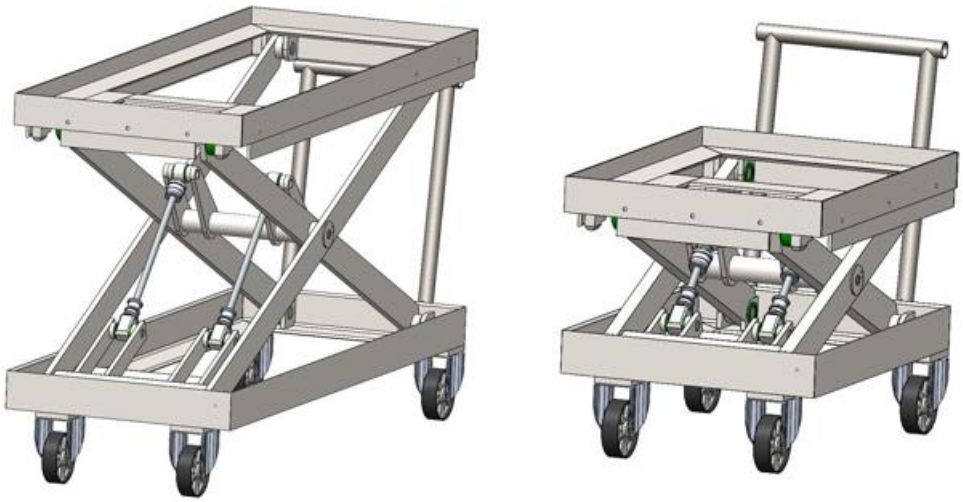
4. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

4.1. Оцінка параметричних конфігурацій

Побудована параметрична модель пройшла перевірку на шести конфігураціях (A–F), що охоплюють широкий діапазон значень вхідних параметрів. Візуальна перевірка конфігурацій підтвердила відсутність геометричних помилок у всіх конфігураціях: компоненти автоматично змінюють розміри при зміні вхідних параметрів, складання зберігає цілісність, кути нахилу ножиць у верхньому та нижньому положеннях залишаються незмінними [рис. 3.1–3.3].



Конфігурація A



Конфігурації C і D



Конфігурація E перевіряє реакцію на збільшення діаметра штока (38 мм).

Конфігурація F

Рис 4.1. Конфігурації моделей при перевірці A-F/

Побудована параметрична модель пройшла перевірку на шести конфігураціях (A–F), що охоплюють широкий діапазон значень вхідних параметрів.

Конфігурація A є базовою і відповідає вихідній моделі підприємства (ширина 750 мм, висота 1140 мм). Конфігурація B демонструє правильну поведінку при подвоєнні ширини до 1500 мм – всі поперечні елементи збільшились пропорційно. Конфігурації C і D показали коректну перебудову при збільшенні висоти (2000 мм) та товщини ножиць (40 мм) відповідно. Конфігурація E перевіряла реакцію на збільшення діаметра штока (38 мм). Конфігурація F – найбільш реалістичний нестандартний варіант (ширина 1400 мм, висота 1800 мм) – також не виявила жодних помилок.

Важливим практичним результатом є те, що для генерації будь-якої з конфігурацій достатньо змінити 2–4 числових значення в конструкторській таблиці. Час перебудови моделі в Solid Works складає одиниці секунд, тоді як ручне переконструювання аналогічного виробу займало б кілька робочих днів.

4.2. Аналіз числових результатів та оцінка міцності

Результати МСЕ-аналізу показали, що ножичний механізм у нижньому положенні при номінальному навантаженні 1000 кг є міцним з великим запасом. Максимальне переміщення 1,814 мм у верхньому шарнірному вузлі є прийнятним для даного типу конструкції, де допустимий прогин зазвичай не нормується жорстко.

Максимальні напруження у бічній стінці ножиці (~40 МПа) є значно нижчими за границю плинності матеріалу (275 МПа), що забезпечує запас міцності $n \approx 6,9$. Це суттєво більше мінімально необхідного значення $n = 2,0$ для статичного навантаження відповідно до вимог стандарту EN 1570-1.

Слід зазначити, що виконаний аналіз є консервативним у частині граничних умов (жорстке закріплення замість реальних шарнірних з’єднань), що може дещо завищувати жорсткість моделі і занижувати максимальні переміщення. З іншого боку, облік власної ваги конструкції та динамічних навантажень при пуску і зупинці міг би дещо збільшити розрахункові напруження. Оскільки фактичний запас міцності є дуже значним, ці спрощення не впливають на загальний висновок про задовільну несучу здатність конструкції.

4.3. Напрями вдосконалення та подальших досліджень

Виходячи з результатів роботи, можна запропонувати такі напрями подальшого розвитку параметричної моделі:

По-перше, введення третього вхідного параметра – вантажопідйомності Q. При цьому товщина бічних стінок ножиць і діаметр штока циліндра мали б визначатися не вручну, а розраховуватися автоматично на основі аналітичних або числових залежностей між Q і внутрішніми силами в механізмі. Це потребує створення додаткового аналітичного блоку, наприклад реалізованого у Microsoft Excel або MATLAB, з інтеграцією у конструкторську таблицю SolidWorks.

По-друге, доцільним є проведення повного числового аналізу всього складання, а не лише однієї пари ножиць. Це дозволило б урахувати взаємовплив компонентів, зокрема сили реакції у середній осі, що з’єднує пари ножиць, та перевірити міцність зварних з’єднань і осьових пальців.

По-третє, перспективним є впровадження аналізу втомної міцності для визначення ресурсу конструкції при циклічному навантаженні, яке є типовим для підйомних столів в умовах реальної експлуатації.

По-четверте, можливою є подальша оптимізація маси конструкції – зокрема, зменшення товщини бічних стінок ножиць з 20 до 12–15 мм при збереженні достатнього запасу міцності, що дозволило б суттєво знизити матеріаломісткість виробу.

ВИСНОВКИ

У результаті виконання даної випускної кваліфікаційної роботи вирішено задачу параметричного моделювання гідравлічного підйомного столу з ножичним механізмом та проведено числовий аналіз міцності найбільш навантаженого вузла – ножиць.

1. Виконано аналіз вихідної конструкції підйомного столу та обґрунтовано доцільність впровадження параметричного моделювання для скорочення часу підготовки конструкторської документації при нестандартних замовленнях. Визначено, що поточна модель підприємства (понад 600 деталей, SolidWorks 2016) не має параметричних зв’язків між компонентами.

2. Розроблена спрощена параметрична модель (~100 компонентів) у SolidWorks 2021. Вхідними параметрами є ширина та висота столу. Для параметризації за шириною застосовано пряму прив’язку довжин компонентів до глобальної змінної. Для параметризації за висотою виведено систему тригонометричних рівнянь (на основі теорем синусів і Піфагора), що пов’язують довжини L_1, L, L_3, L_4 та L_2 з вхідним параметром H та між собою.

3. Сформовано конструкторську таблицю шести конфігурацій (A–F). Перевірка підтвердила коректну роботу параметричних зв’язків у всьому досліджуваному діапазоні значень вхідних параметрів. Відсутність геометричних помилок у всіх конфігураціях свідчить про правильність виведених аналітичних залежностей.

4. Числовий МСЕ-аналіз (PrePoMax v1.1.1) ножичного механізму у нижньому положенні при навантаженні 4905 Н показав: максимальне переміщення 1,814 мм (у зоні прикладання навантаження); максимальні напруження у бічній стінці ножиць ~40 МПа при границі плинності матеріалу 275 МПа. Запас міцності $n \approx 6{,}9$ значно перевищує нормативне значення $n = 2{,}0$, що підтверджує надійність конструкції.

5. Розроблена методика дозволяє генерувати нові конфігурації підйомного столу шляхом зміни 2–4 числових значень у конструкторській таблиці замість ручного переконструювання, що скорочує час підготовки моделі з кількох днів до кількох секунд.

6. Запропоновано напрями подальшого вдосконалення: введення вантажопідйомності як автоматично розрахованого параметра, проведення повного числового аналізу складання, аналіз втомної міцності та оптимізація маси конструкції.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Нормативно-правові акти та стандарти:

1. ДСТУ EN 1570-1:2017 (EN 1570-1:2011+A1:2014, IDT). Вимоги безпеки до підйомних столів. Частина 1. Підйомні столи, що обслуговують до двох фіксованих рівнів. – К. : ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 68 с.

2. ДСТУ ISO 4413:2014. Гідроприводи об’ємні. Загальні правила та вимоги безпеки до систем та їх компонентів (ISO 4413:2010, IDT). – К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 38 с.

3. ДСТУ Б В.2.6-199:2014. Конструкції сталеві. Вимоги до виготовлення. – К. : Мінрегіон України, 2015. – 54 с.

4. НПАОП 0.00-1.63-13. Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних робіт. – Затв. Наказом Міністерства енергетики та вугільної промисловості України № 966 від 19.12.2013.

5. ДСанПіН 3.3.2.007-98. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин.

6. ДБН В.2.2-28:2010. Будинки і споруди. Заклади соціального захисту (в частині вимог до вентиляції та робочого середовища).

7. EN 10025-2:2019. Hot rolled products of structural steels. Technical delivery conditions for non-alloy structural steels. – Brussels : CEN, 2019. – 28 p.

8. EN ISO 5817:2014. Welding. Fusion-welded joints in steel, nickel, titanium and their alloys (beam welding excluded). Quality levels for imperfections.

Навчальна та наукова література:

9. Гелетуха В. П. Проектування гідравлічних приводів мобільних машин : навч. посіб. / В. П. Гелетуха. – Рівне : НУВГП, 2017. – 234 с.

10. Кириченко І. Г. Основи автоматизованого проектування машин : навч. посіб. / І. Г. Кириченко, В. В. Нічке. – Х. : ХНАДУ, 2015. – 276 с.

11. Малащенко В. О. Деталі машин : підручник / В. О. Малащенко, В. П. Ройзман. – Львів : Новий Світ-2000, 2020. – 480 с.

12. Сторчак Є. В. Опір матеріалів : підручник / Є. В. Сторчак, С. М. Коломієць. – К. : Аграрна освіта, 2015. – 416 с.

13. Тітов С. В. Розрахунок та конструювання підіймально-транспортних машин : навч. посіб. / С. В. Тітов. – Х. : НТУ «ХПІ», 2019. – 180 с.

14. Шаповалов В. В. Гідравліка та гідропневмопривод : підручник / В. В. Шаповалов, Ю. М. Кузнецов. – К. : Освіта України, 2018. – 352 с.

Іноземні джерела та комп'ютерне моделювання:

15. Ulbin M. Računalniško podprto konstruiranje [Комп’ютерне конструювання]. – Maribor : Fakulteta za strojništvo, Univerza v Mariboru, 2021. – 248 с.

16. Ren Z., Ulbin M., Vesenjak M. Inženirske računalniške simulacije v konstrukterstvu [Інженерні комп’ютерні симуляції у конструюванні] : universitetni učbenik. – Maribor : Univerzitetna založba Univerze ; Fakulteta za strojništvo, 2018. – 310 с.

17. Spasojević Brkić V. Design and safety of scissor lifts [Дизайн та безпека ножичних підйомників] / V. Spasojević Brkić, A. Brkić // Journal of Applied Engineering Science. – 2016. – Vol. 14, No. 3. – P. 385–392.

18. SolidWorks Simulation. Розрахунок конструкцій на міцність : метод. вказівки / уклад. О. М. Ткачук. – Полтава : ПНТУ, 2020. – 45 с.

Електронні ресурси:

19. Теорема Піфагора [Електронний ресурс] // Вікіпедія. – Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Теорема_Піфагора (дата звернення: 02.07.2022).

20. Теорема синусів [Електронний ресурс] // Вікіпедія. – Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Теорема_синусів (дата звернення: 05.07.2022).

1. Піфагорова теорема [Електронний ресурс] // Вікіпедія. – Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Теорема_Піфагора (дата звернення: 02.07.2022).

2. Теорема синусів [Електронний ресурс] // Вікіпедія. – Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Теорема_синусів (дата звернення: 05.07.2022).

3. Ulbin M. Računalniško podprto konstruiranje [Комп'ютерне конструювання]. – Maribor : Fakulteta za strojništvo, Univerza v Mariboru, 2021. – 248 с.

4. Ren Z., Ulbin M., Vesenjak M. Inženirske računalniške simulacije v konstrukterstvu [Інженерні комп'ютерні симуляції у конструюванні] : universitetni učbenik. – Maribor : Univerzitetna založba Univerze ; Fakulteta za strojništvo, 2018. – 310 с.

5. EN 1570-1:2011+A1:2014. Safety requirements for lifting tables. – Brussels : CEN, 2014. – 68 p.

6. EN 10025-2:2019. Hot rolled products of structural steels. Technical delivery conditions for non-alloy structural steels. – Brussels : CEN, 2019. – 28 p.

7. НПАОП 0.00-1.63-13. Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних та складських робіт. – Київ : Мінсоцполітики України, 2013. – 52 с.

8. ДСанПіН 3.3.2.007-98. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин. – Київ : МОЗ України, 1999. – 24 с.

9. SolidWorks 2021 Help Documentation. Equations, Global Variables and Dimensions. – Dassault Systèmes, 2021 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://help.solidworks.com/

10. PrePoMax v1.1.1 Documentation [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://prepomax.fs.um.si/